

Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

**Návrh separátoru a přehříváče páry pro turbínu 1200 MWe jaderné
elektrárny**

**Proposal of Separator and Preheater for Turbine 1200 MWe of Nuclear
Power Plant**

Student:

Bc. Radek Pavelek

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Radek Pavelek**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **2302T006 Energetické stroje a zařízení**
Téma: **Návrh separátoru a přehříváče páry pro turbínu 1200 MWe jaderné elektrárny.**
Proposal of Separator and Preheater for Turbine 1200 MWe of Nuclear Power Plant

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekční návrh separátoru a přehříváče páry pro jadernou elektrárnu s tlakovodním reaktorem VVER 1200, tepelný a hydraulický výpočet. V návrhu proveďte výpočet základních rozměrů, návrh trubkového výměníku tepla pro přehřívání páry a vypočítejte kombinovaný přestup tepla z topné páry do přehříváče páry.

Zadané hodnoty:

Množství přehříváče páry 1400 kg/s / Tlak páry před přehříváčem 0,79 MPa
Teplota páry před přehříváčem 170 °C / Požadovaná suchost páry 0,99
Množství topné páry 190 kg/s / Tlak topné páry 7 MPa / Teplota topné páry 286 °C

Seznam doporučené odborné literatury:

Rédr, M., Příhoda, M.: Základy tepelné techniky. Praha. SNTL, 1991. ISBN 80-03-00366-0.
Sadik Kakac: Boilers, evaporators, condensers. John Wiley, USA. New York 1991. CIP 90-22486 v knihovně VŠB.
Radko Hejzlar : Stroje a zařízení jaderných elektráren. Díl 1 a 2. Vydavatelství ČVUT v Praze. 2005. ISBN 80-01-03190-X.
Oldřich Mátal: Jaderné reaktory a jejich chlazení. Nakladatelství CERN VUT v Brně. 2001. ISBN 80-214-2028-6.
František Hezoušek: Základy teorie provozních režimů jaderných elektráren s tlakovodními reaktory. Vydavatelství ČVUT v Praze. 2005. ISBN 80-01-03324-4.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011




prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 10. 5. 2011

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že se na moji diplomovou práci plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v elektronické podobě v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 10. 5. 2011

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Radek Pavelek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Radek Pavelek
Uhlířov 24
747 84 Štáblovice

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Pavelek, R. Návrh separátoru a přihříváče páry pro turbínu 1200 MWe jaderné elektrárny. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2011, 81 s. Vedoucí práce: Kolat, P.

Diplomová práce se zabývá souhrnem informací o separátoru přihříváku páry pro tlakovodní JE třetí generace. V úvodu práce jsou srovnány jednotlivé druhy separátorů a přihříváků, které jsou momentálně dostupné na trhu. Následuje návrh SSP pro zadané hodnoty. Početní řešení velikosti teplosměnných ploch, délky a počtu vlásenek, hydraulický výpočet, návrh trubkovnice. Na základě těchto zjištěných hodnot a stávajícího zařízení v JE Temelín byl zhotoven 3D model. Na tomto modelu byla provedena analýza, pevnostní výpočty, deformace posunutí a napětí pláště a kulového dílu SPP v programu SolidWorks a COSMOSXpress. Poslední část DP obsahuje zhodnocení návrhu SPP, výkresy jednotlivých dílů a sestavy SPP.

ANNOTATION DER DIPLOMARBEIT

Pavelek, R. Vorschlag eines Separators und eines Dampfzwischenüberhitzers für die Turbine 1200MWe eines Kernkraftwerkes. Ostrava: VŠB-Technische Universität Ostrava, Fakultät für Maschinenbau, Institut der Energetik, 2011, 81 s. Leiter der Diplomarbeit: Kolat, P.

Die Diplomarbeit beschäftigt sich mit der Zusammenfassung der Informationen über den Separator eines Dampfzwischenüberhitzers für Durchwasserkernkraftwerk der dritten Generation. In der Einleitung der Arbeit werden die einzelnen Arten der Separatoren und Dampfzwischenüberhitzer verglichen, die momentan auf dem Markt zugänglich sind. Es folgt ein Vorschlag SD für die Aufgabenwerte. Die rechnerische Lösung der Größe der Wärmeflächen, der Länge und der Zahl der Nestnadel, hydraulische Aufzählung und der Vorschlag einer Rohrwand. Auf der Grundlage dieser festgestellten Werte und der jetzigen Einrichtung im Kernkraftwerk Temelin wurde das 3D Modell fertig gestellt. Auf diesem Modell wurde die Analyse durchgeführt, Festigkeitsaufzählungen, die Deformation der Verschiebung und die Spannkraft der Umhüllung und des Kugelteles SD im Programm SolidWorks und COSMOSXpress. Der letzte Teil beinhaltet die Bewertung des Vorschlages SD und Zeichnungen der einzelnen Teile und Listen SD.

Obsah

	strana
Seznam použitých symbolů a zkratk.....	7
1 Úvod	11
2 Rešerše	12
2.1 Příklady separátoru	13
2.2 Zhodnocení	17
3 Popis bloku jaderné elektrárny	17
3.1 Popis primárního okruhu	17
3.2 Popis sekundárního okruhu	18
4 Zvyšování účinnosti JE.....	20
5 Popis a princip SSP.....	21
5.1 Tepelná vložka.....	22
5.2 Klenuté dno SPP	24
5.3 Plášť	27
6 Výpočet trubkového výměníku tepla.....	29
6.1 Výpočet 1.....	31
6.2 Přepočet	47
6.3 Výpočet hydraulických ztrát v ohřívané páře	63
7 Pevnostní výpočet - analýza napětí.....	64
7.1 Kulový díl	64
7.1.1 Výsledky zatížení klenutého dna.....	66
7.2 Plášť	70
7.2.1 Výsledky zatížení pláště	71
7.3 Vyhodnocení pevnostního výpočtu	75
8 Závěr	77
9 Literaturní	79
10 Seznam příloh	81

Seznam použitých symbolů a zkratek

Značka	Jednotka	Popis
a	[m]	délka kanálu
b	[m]	šířka kanálu
c	[m]	výška trubek v kanálu + meziprostor
c_2	[1]	konstanta pro trubky uspořádané střídavě
d_{hh}	[m]	výpočet hydraulického průměru hl. svazku
d_{hv}	[m]	výpočet hydraulického průměru vedl. svazku
d_n	[m]	vnitř. průměr trubky s 2 mm nánosů CaCO_3
d_1	[m]	vnitřní průměr vlásenek
d_2	[m]	vnější průměr trubky
e	[m]	vnější obvod trubky
i_{p1}	[kJ/kg]	entalpie ohřívání páry na vstupu do separátoru
i_{p2}	[kJ/kg]	entalpie ohřívání páry na výstupu ze separátoru
i_{p22}	[kJ/kg]	entalpie ohřívání páry na výstupu z pomocného svazku
i_{p3}	[kJ/kg]	entalpie ohřívání páry na výstupu ze separátoru
i_{T1}	[kJ/kg]	entalpie topné páry na vstupu do hlavního svazku
i_{T11}	[kJ/kg]	entalpie topné parovodní směsi na výstupu z hl. svazku
i_{T3}	[kJ/kg]	entalpie topné páry na vstupu do vedl. svazku
i_{T2}	[kJ/kg]	entalpie kondenzátu topné páry na výstupu z hl. svazku
i_{T4}	[kJ/kg]	entalpie kondenzátu topné páry z vedl. svazku
k_h	[W/(m.K)]	součinitel prostupu tepla hlavního svazku
k_v	[W/(m.K)]	součinitel prostupu tepla vedlejšího svazku
l_h	[m]	délka U trubek hlavního svazku
$l_{h/2}$	[m]	délka přehříváče hlavního svazku
l_v	[m]	délka U trubek vedlejšího svazku
$l_{v/2}$	[m]	délka přehříváče vedlejšího svazku
m_{p1}^+	[kg/s]	celkové množství přehřívání páry
m_{p1}	[kg/s]	množství přehřívání páry v 1/2 SPP
m_{T1}^+	[kg/s]	celkové množství topné páry
m_{p2}	[kg/s]	hmotnostní tok páry na výstupu ze separátoru
m_{p3}	[kg/s]	hmotnostní tok na výstupu ze SPP
m_{T2}	[kg/s]	hmotnostní tok kondenzátu vystupujícího ven z hl. svazku
m_{T3}	[kg/s]	hmotnostní tok páry pokračující do vedl. svazku
m_{T4}	[kg/s]	hmotnostní tok kondenzátu na výstupu z vedl. svazku
m_{p1}	[kg/s]	hmotnostní tok přehřívání páry v 1/2 SPP
m_{T1}	[kg/s]	množství topné páry

m_o	[kg/s]	hmotnostní tok kondenzátu na výstupu ze separátoru
m_{T1}	[kg/s]	množství topné páry
Nu_{v1}	[1]	Nuseltovo kritérium vedlejšího svazku
Nu_{h1}	[1]	Nuseltovo kritérium hlavního svazku
n	[1]	konstanta pro trubky uspořádané střídavě
n_h	[1]	počet vlásenek ve vedl. svazku (1,2*Temelín)
n_c	[1]	celkový počet vlásenek
n_v	[1]	počet vlásenek ve vedl. svazku (1,2*Temelín)
$n_{f,v}$	[1]	počet řad trubek nad sebou vedl. svazek
$n_{f,h}$	[1]	počet řad trubek nad sebou hl. svazek
P_{p1}	[MPa]	tlak páry před přehříváčem
P_{T2}	[MPa]	tlak kondenzátu na výstupu z hlavního svazku
P_{T3}	[MPa]	tlak topné páry na vstupu do vedl. svazku
P_{p2}	[MPa]	tlak páry za separátorem
P_{p22}	[MPa]	tlak páry za vedl. svazkem
P_{p3}	[MPa]	tlak ohříváné páry na výstupu ze SPP
P_{p1}	[MPa]	tlak páry před přehříváčem
P_{T1}	[MPa]	tlak topné páry
P_{T1}	[MPa]	tlak topné páry
Pr_v	[1]	Prandtlovo č. pro střední teplotu přih. páry vedl. svazku
Pr_h	[1]	Prandtlovo č. pro střední teplotu přih. páry hl. svazku
Q_p	[kW]	celkový tepelný výkon na straně ohříváné páry
Q_{pT3}	[kW]	tepelný výkon vedl. svazku topné páry
Q_h	[kW]	tepelný výkon hlavního svazku topné páry
Re_h	[1]	Reynoldsova č. na straně přehříváné páry v hlav. svaz.
Re_v	[1]	Reynoldsova č. na straně přehříváné páry ve vedl. svaz.
\dot{I}_h	[1]	počet řad hl. svazku vedle sebe ve směru přehříváné páry
\dot{I}_v	[1]	počet řad vedl. svazku vedle sebe ve směru přehříváné páry
S_{lm}	[m ²]	plocha mezi trubkami
S_o	[m ²]	obsah obdelníkového průřezu kanálu a čelní plochy trubky
S_{v1}	[m ²]	obsah čelní plochy trubky
S_1	[m]	rozměry roztečí trubek vertikálně
S_2	[m]	rozměry roztečí trubek horizontálně
S_h	[m ²]	teplosměnná plochy vnějšího povrchu vlásenek hl. svaz.
S_v	[m ²]	teplosměnná plochy vnějšího povrchu vlásenek vedl. svaz.
t	[m]	tloušťka stěny vlásenek
t_{p1}	[°C]	teplota páry před přehříváčem
t_{T1}	[°C]	teplota topné páry

t_{p1}	[°C]	teplota páry před přehříváčem
t_{T1}	[°C]	teplota topné páry
t_{p2}	[°C]	teplota ohřívání páry za separátorem
t_{p22}	[°C]	teplota ohřívání páry na výstupu z vedl. svazku
t_{p3}	[°C]	teplota ohřáté páry na výstupu ze SPP
t_{T1}	[°C]	teplota topné páry na vstupu do hlavního svazku
t_{T2}	[°C]	teplota zkondenzované topné páry na výstupu z hl. svazku
t_{T3}	[°C]	teplota páry vstupující z hl. svazku do vedl. svazku
t_{T4}	[°C]	teplota výstupního kondenzátu z pomocného svazku
t_{stph}	[°C]	střední teplota přehřívání páry v hlavním svazku
t_{stpv}	[°C]	střední teplota přehřívání páry ve vedl. svaz.
t_{stp}	[°C]	střední teplota přehřívání páry vedl. svazku
t_{stph}	[°C]	střední teplota přehřívání páry hlav. svazku
$\Delta t'$	[°C]	rozdíl teplot top. média na konci a ohřív. na zač. vedl. sv.
$\Delta t''$	[°C]	rozdíl teplot top. média na zač. a ohřív. na konci vedl. sv
Δt_v	[°C]	výpočet středního logaritmického spádu vedl. svazku
$\Delta t'$	[°C]	rozdíl teplot top. média na konci a ohřív. na zač. hl. svazku
$\Delta t''$	[°C]	rozdíl teplot top. média na zač. a ohřív. na konci hl. svazku
Δt_h	[°C]	výpočet středního logaritmického spádu hlavního svazku
$V_{stf,h,T}$	[m ³ /kg]	střední měrný objem topné páry v hlavním svazku
$V_{stf,v,T}$	[m ³ /kg]	střední měrný objem topné páry v pomocném svazku
$V_{stf,p}$	[m ³ /kg]	střední měrný objem přehřívání páry v přehříváči
v_{pv}	[m ² /s]	v při střední teplotě přehřívání páry 176,7 °C
v_{ph}	[m ² /s]	v při střední teplotě přehřívání páry 222,2 °C
$w_{h,T}$	[m/s]	střední rychlost topné páry v trubkách hlavního přehříváku
$w_{v,T}$	[m/s]	střední rychlost topné páry v trubkách vedl. přehříváku
w_p	[m/s]	střední rychlost přehřívání páry v přehříváku
x_{s1}	[1]	suchost páry na vstupu do separátoru
x_{s2}	[1]	suchost páry na výstupu ze separátoru
α_v	[W/(m ² .K)]	souč. přestupu tepla na straně přehřívání páry ve vedl. sv.
$\alpha_{st,v}$	[W/(m ² .K)]	střední souč. přestupu tepla na straně přehřívání páry ve vedl. sv.
α_h	[W/(m ² .K)]	souč. přestupu tepla na straně přehřívání páry v hlavním svazku
$\alpha_{st,h}$	[W/(m ² .K)]	střední souč. přestupu tepla na straně přehřívání páry v hl. sv.
α_T	[W/(m ² .K)]	součinitel přestupu tepla na straně topné páry
ε_s	[1]	součinitel vyjadřující vliv roztečí
ε_i	[1]	součinitel vyjadřující vliv první a druhé řady
λ_h	[W/(m.K)]	tepelná vodivost páry hlavního svazku
λ_v	[W/(m.K)]	tepelná vodivost páry vedlejšího svazku

λ_n	[W/(m.K)]	tepelná vodivost CaCO_3
λ_o	[W/(m.K)]	tepelná vodivost oceli
π	[1]	Ludolfovo č.

Zkratky:

SD	der Separator eines Dampfzwischenüberhitzers (překlad SPP do němčiny)
SPP	separátor přehřívák páry
SW	program na 3D modelování SolidWorks
JE	jaderná elektrárna
JETE	jaderná elektrárna Temelín
NT	nízkotlaký díl turbíny
NTO	nízkotlaký regenerační ohřívák
VT	vysokotlaký díl turbíny
VTO	vysokotlaký regenerační ohřívák
EES	Engineering Equation Solver (výpočetní program)
PC	Počítač
Pomocný svazek = vedlejší = podchlazovač	

1 Úvod

Diplomová práce byla zpracována na základě snahy jednotlivých firem o oživení energetického průmyslu. Což má souvislost s chystající se výstavbou dvou nových bloků JE Temelín a Dukovan. Jednou z variant dostavby Temelínských bloků je elektrický výkon 1200 MWe. Na tento výkon navrhuji SPP, navrhovaný blok bude mít jako pracovní medium sytou páru a reaktor bude tlakovodní. S tímto typem se setkáváme výhradně v České republice a máme s ním dlouholeté zkušenosti.

Separátor – přehřívák je sestaven jako jedno zařízení. Separátor - slouží k odstranění vlhkosti syté páry, která vzniká při expanzi na turbíně. Kdy snižujeme teplotu a tlak pracovního média, až do oblasti, kde se pohybuje vlhkost okolo 14 %. Právě tady používáme separátor, s kterým se zbavíme této vlhkosti až na hodnotu 1 %. Dále pára pokračuje vysušená na přehříváč, kde se přehřívá a pokračuje na nízkotlakou turbínu.

Pokoušíme se docílit maximální separace kapiček vody, které snižují s každým procentem účinnost turbíny přibližně o 0,87 %, další věci, které chceme zabránit, je eroze, zpomalení a porušení lopatek turbíny. Ve své diplomové práci se snažím srozumitelným způsobem vysvětlit danou problematiku a poukázat na silné i slabé stránky, které separátor - přehříváč provázejí.

Cílem mé práce je: vypracovat projekční návrh separátoru a přehříváče páry pro turbínu 1200 MWe jaderné elektrárny. Dále pak v návrhu provést výpočty základních rozměrů a navrhnout trubkový výměník tepla pro přehřívání páry, v neposlední řadě provést výpočet kombinovaného přestupu tepla z topné páry (admisní) do přehřívané páry a výpočet tepelný a hydraulický.

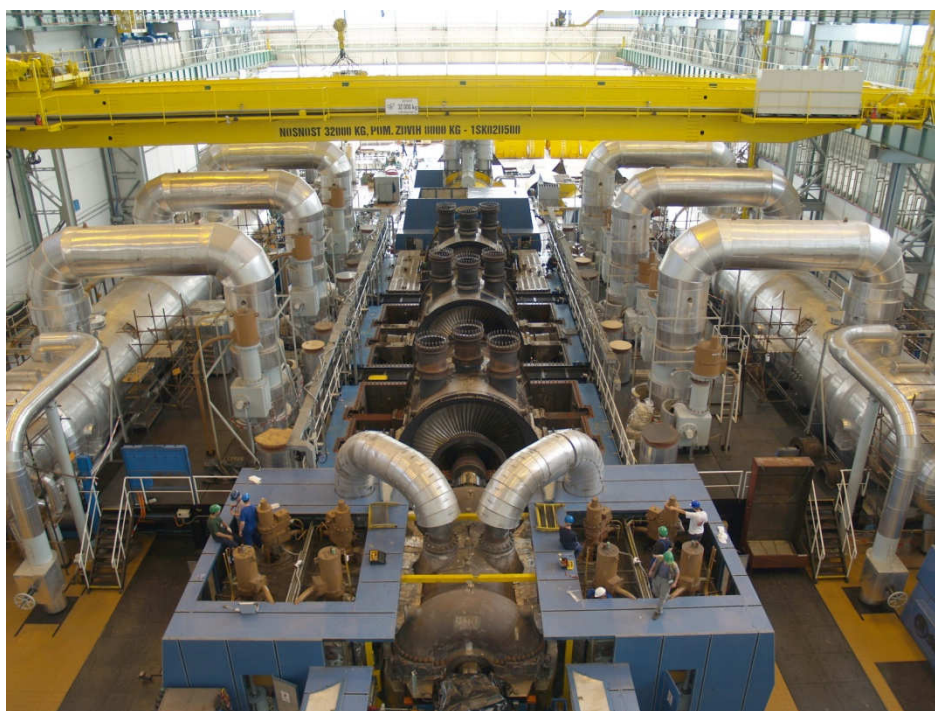
Analýzy: v DP bude proveden pevnostní výpočet tlakových nádob, za účelem ověření navržených součástí. Záměrem je určení zatížení součástí (tlakové a deformační) plus jejich max. hodnoty, dále posouzení bezpečnosti vzhledem k použitému materiálu.

Grafická část bude obsahovat: 3D model SPP podle vypočtených parametrů vlásenek, trubkovnice a na ni závislých rozměrů klenutého dna a pláště. Dále pak výkresy jednotlivých částí separátoru – přehříváče.

Předpokládá se, že v diplomové práci dojdou k početnímu řešení separátoru – přehříváče, který by mohl být použit pro tepelný sekundární okruh JE.

2 Rešerše

Separátor – přihřívák (SPP) jsou tlakové nádoby umístěné podél turbíny. Pro výkon 1000 MWe se volí dva kusy, jako je tomu na obr. 2.1. Každý tento kus je rozdělen na dvě části pláště, do kterých se z každé strany zasouvá tepelná vložka. Zespolu, uprostřed pláště je do těchto zařízení přiváděna VT páry po expanzi na turbíně. Výstup již ohřáté páry je proveden třemi nátrubky v horní části, tato pára pokračuje na NT díl turbíny. (Obr. 2.1) Separátor – přihřívák může být umístěn v jedné tlakové nádobě, nebo každý zvlášť v sekundárním oběhu.



Obrázek 2.1 Umístění SPP podél turbíny [1]

Separátor se používá pro odstranění vlhkosti a zvýšení účinnosti parního oběhu. Můžeme si rozdělit způsoby odstraňování vlhkosti na aktivní a pasivní. U pasivního způsobu nedochází k odstranění vlhkosti, ale snažíme se zabránit poškození materiálu, především erozí. U aktivního způsobu se snažíme odvést vlhkost, tak aby nedocházelo k poškození lopatek. [2]

Ztráty, které vznikají výskytem vlhkosti v páře - kapičky vody, které mají jinou hmotnost než pára, narážejí na oběžné lopatky díky nesprávnému vstupnímu úhlu a zpomalují tak tyto lopatky. K odstředění kapiček procházejících lopatkovou mříží musíme vynaložit energii. [5]

Abychom, zabránili erozi lopatek na posledním stupni turbíny, musíme zvolit optimální vlhkost na konci expanze. Při expanzi na NT části turbíny se dostáváme pod horní mezní křivku do oblasti určitého tlaku, kdy pára ještě nekondenzuje, jde o tzv. podchlazenou páru. Tato oblast se dá znázornit v i-s diagramu Wilsonovou čarou. [2]

Mezi pasivní způsoby můžeme zařadit [2]:

- Povrchové kalení lopatek – horní část lopatek (13 % Cr)
- Připájení satelitových pásků – (2 mm hrubý plíšek), nejlepší ochrana proti erozi
- Elektrojiskrové nanášení ochranné vrstvy z rychlořezné oceli – vzniká nejmenší vnitřní pnutí z těchto tří metod

Mezi aktivní způsoby můžeme zařadit [2]:

- Odvádění vody za oběžnými nebo rozváděcími lopatkami (pomocí odstředivé síly)
- Regenerační odběry páry z vysokotlaké a nízkotlaké části turbíny do VTO a NTO.
- Tímto odběrem se zvyšuje teplota napájecí vody, zároveň se snižuje vlhkost páry ve vysokotlaké a nízkotlaké části turbíny a dochází k nárůstu měrné pracovní schopnosti, z čehož vyplývá zvětšení entalpického spádu, zvětšení účinnosti.
- Rovněž se tímto odběrem zmenšuje velikost posledních stupňů lopatek (sníží se cena a odstředivé síly turbíny)
- Vnitřní odlučovák
- Štěrbínami v rozváděcích lopatkách je odváděna vlhkost vydutými lopatkami, podtlak je zajištěn propojením s následujícím stupněm turbíny.
- Vytápění rozváděcích lopatek u posledních stupňů, dojde k odpaření vlhkosti na povrchu lopatky
- Vnější odlučovák [2]

2.1 Příklady separátoru

Cyklonový

Pára vstupující do cyklonu je přiváděna tangenciálně do kruhového průřezu. Vodní kapičky vlivem odstředivé síly vytvoří vodní film na stěně nádoby a stéká působením gravitace do sběrného místa ven ze separátoru pomocí štěrbin ve spodní části. Odloučena

pára je odváděna nátrubkem v horní stěně cyklonu. Při této separaci můžeme dosáhnout suchosti 99 %. [2]

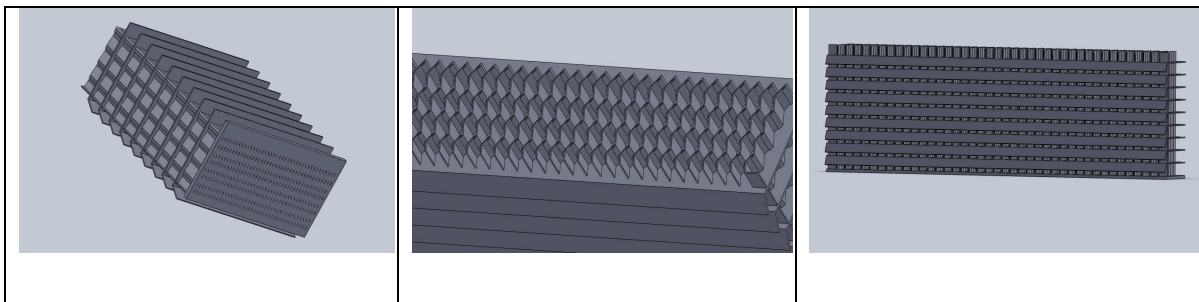
Sítový odlučovák

Vodorovně spletené dráty vytvářejí oka o průměru 0,3 – 0,5 mm. Pára zde proudí zespod směrem vzhůru, kapičky se zachytávají na drátěných okách a vlivem gravitace skapávají dolů do sběrného místa, pádem kapičky dolů se stihne část vody ještě odpařit. Dosahovaná suchost 99,8 %. [2]

Žaluziový

Pára zde proudí mezi žaluziemi šípového tvaru, dochází ke změně směru páry, a protože velké kapičky vody mají jinou hustotu a rychlost než pára, tak narážejí na stěny žaluzií a vlivem odstředivých sil jsou svedeny do odvodňovacích kanálků a odsud odvedeny do sběrného místa. Dosahovaná suchost 99 %. Ve všech separátorech dochází ke zvyšování entalpie vlivem odebrání vlhkosti. (Obr. 2.2)

Žaluziové separátory jsou použity v SPP, který navrhuji. Co se týče výpočtové části ploch zařízení, tak tu v DP neřeším. V praxi to chodí tak, že vymodelují 3D model, ve kterém mění počet, velikost a tvar žaluzií podle simulačního proudění páry (program Fluent), toto modelování, však nebude úplně přesné vlivem různého víření páry v programu a ve skutečnosti, stejně je tomu i s disperzivitou kapiček páry, které nelze přesně napodobit. Další informace jsou proto získávány z provozu a praktických zkušeností při návrhu žaluzií, nesmíme taky opomenout použití výzkumných zpráv a pokusů v této problematice. Vzhledem k nedostatečné paměti počítačů (školních) nelze vytvořený model takto ověřit. Proto mnou navrhované rozměry žaluzií, byly zvoleny na základě podobnosti se separátorem JETE a mírným předimenzováním. Počítám tak s max. suchostí $x=0,99$ jako tomu je i v JETE. Suchost $x=1$ nemůžu nikdy dosáhnout, mikroskopické kapičky mají stejný směr proudění jako pára, tudíž je nejde oddělit ($d < 50\text{--}100\text{ }\mu\text{m}$). [2,5]

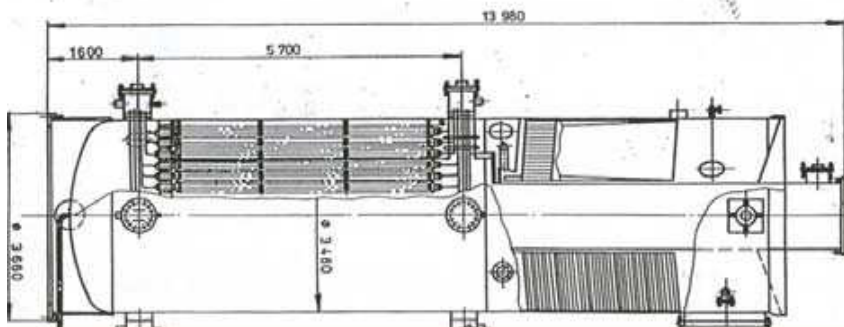


Obrázek 2.2 Detail žaluziových separátorů z 3D modelu

SEPARÁTOR - PAROPŘIHRÍVAČ SPP 220 M

Hlavní technické parametry separátoru [3]:

- Teplota mokré páry na vstupu 158 °C
- Teplota přehřívání páry na výstupu 272 °C
- Hmotnost separátoru paropřehříváče 109 640 kg
- Vlhkost mokré páry na vstupu 13 %
- Vlhkost mokré páry na výstupu 0,2 %
- Použití zařízení pro menší výkony bloku. (Obr. 2.3)

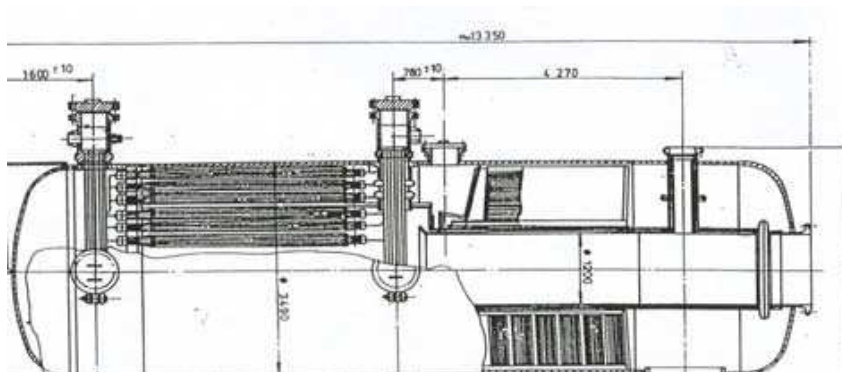


Obrázek 2.3 Schéma SPP 220 M [3]

SEPARÁTOR - PAROPŘIHRÍVAČ SPP 1000

Hlavní technické parametry separátoru [3]:

- Teplota mokré páry na vstupu 184 °C
- Teplota přehřívání páry na výstupu 250 °C
- Hmotnost separátoru paropřehříváče 113 450 kg
- Vlhkost mokré páry na vstupu 11,6 %
- Vlhkost mokré páry na výstupu 0,2 %
- Použití zařízení pro 1000 MWe výkon bloku. (Obr. 2.4)

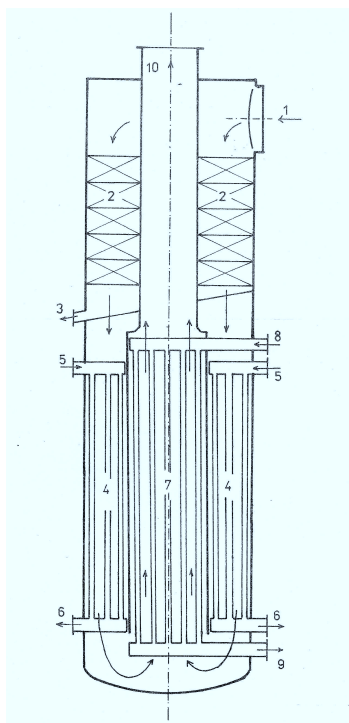


Obrázek 2.4 Schéma SPP 1000 [3]

Vertikální SSP pro turbínu ŠKODA K220-40

Hlavní technické parametry separátoru [3]:

- Hmotnostní množství páry 429 t/h
- Tlak přehřívané páry na vstupu 0,49 MPa
- Vlhkost mokré páry na vstupu 13 %
- Teplota přehřívané páry na výstupu 261,5 °C
- Tlak přehřívané páry na výstupu 0,46 MPa
- Princip vertikálního SSP je stejný jako u horizontálního provedení. (Obr. 2.5)



Obrázek 2.5 Schéma SSP 220-40 [2]

2.2 Zhodnocení

Horizontální zařízení se volí především kvůli úspoře místa na podlaze strojovny. Zároveň má tato instalace nevýhodu v delším přívodním potrubí, což se promítne negativně do ceny. Dochází, také k působení větší síly na menší plochu podlahy strojovny tzn. větší vyztužení podlahy (stropu). Navíc česká energetika má zkušenosti s horizontálními SPP a z těchto důvodů jsem je zvolil. Co se týče výběrů odlučovačů, volím žaluziový odlučovač pro jeho dobré odlučovací vlastnosti, úspoře místa a množství požadovaného průtoku a rychlosti páry v SPP.

3 Popis bloku jaderné elektrárny [2,11,12,21]

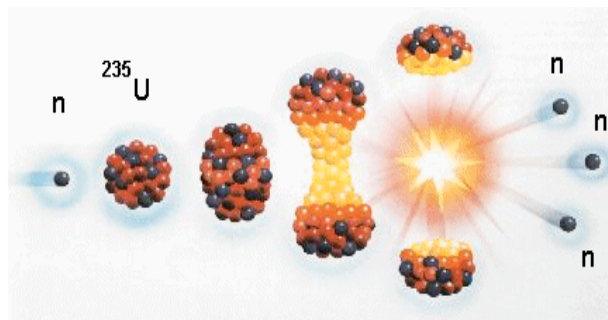
Blok jaderné elektrárny je tvořen hlavní částí primárního a sekundárního okruhu. Mezi těmito dvěma okruhy dochází k výměně tepla, entalpie syté páry se z části transformuje na výrobu elektřiny asi 30 % a na výrobu tepla asi 70 %, teplo se může dále využít ve výměňkových stanicích pro získání teplé užitkové vody jako je tomu např. u JETE, zbytek tepla odchází nevyužito v chladicích věžích.

3.1 Popis primárního okruhu

Reaktor - je ocelová tlaková nádoba, v níž jsou umístěny kazety s pruty, v kterých jsou tablety uranu v poměru U^{235} ku U^{238} 1:139. Uran se obohacuje v současné době na 20 % pro energetické účely. Pomocí štěpení jader se uvolní energie asi 4 - 6 MeV na nukleon vznik 1 - 3 neradioaktivních částic. Tato energie je pomocí demoralizované vody odváděna přes kompenzátor objemu do parogenerátoru. Voda v reaktoru slouží jako moderátor (snižuje kinetickou rychlost štěpných neutronů) tzn., že zvyšuje pravděpodobnost štěpení. (Obr. 3.1)

Kompenzátor objemu - je tlaková nádoba, která je naplněna částečně vodou a párou. Vzhledem k velkému množství vody v primárním okruhu je třeba počítat s nárůstem objemu (tedy i tlaku) při jejím zahřátí. Pokud se tlak v primárním okruhu náhle zvýší, spustí se sprcha s chladnější vodou než je momentálně v okruhu, pára v kompenzátoru zkondenzuje na vodu a sníží se tak tlak. Naopak pokud je tlak v primárním okruhu nízký,

pak se zapnou elektrické ohříváky ve vodní části kompenzátoru, voda se odpaří na páru, tím se zvýší tlak.



Obrázek 3.1 Štěpení atomu [4]

Parogenerátor – v parogenerátoru dochází k výměně tepla mezi primárním a sekundárním okruhem. V trubkách prim. okr. proudí voda při teplotách od 333 do 322 °C a tlaku cca 15,7 MPa. Z venku je tato trubka z části ponořena do chladicí vody sekund. okr., voda v sekundárním oběhu se sdílením tepla vedením a konvekcí přes stěnu trubky odpaří na teplotu cca 285 °C a tlak cca 7 MPa. A tato odpařená pára dále pokračuje na turbínu. Rozdíl teplot primárního okruhu je okolo 30 °C z důvodu vzniku vnitřního pnutí materiálu kazet s uranem.

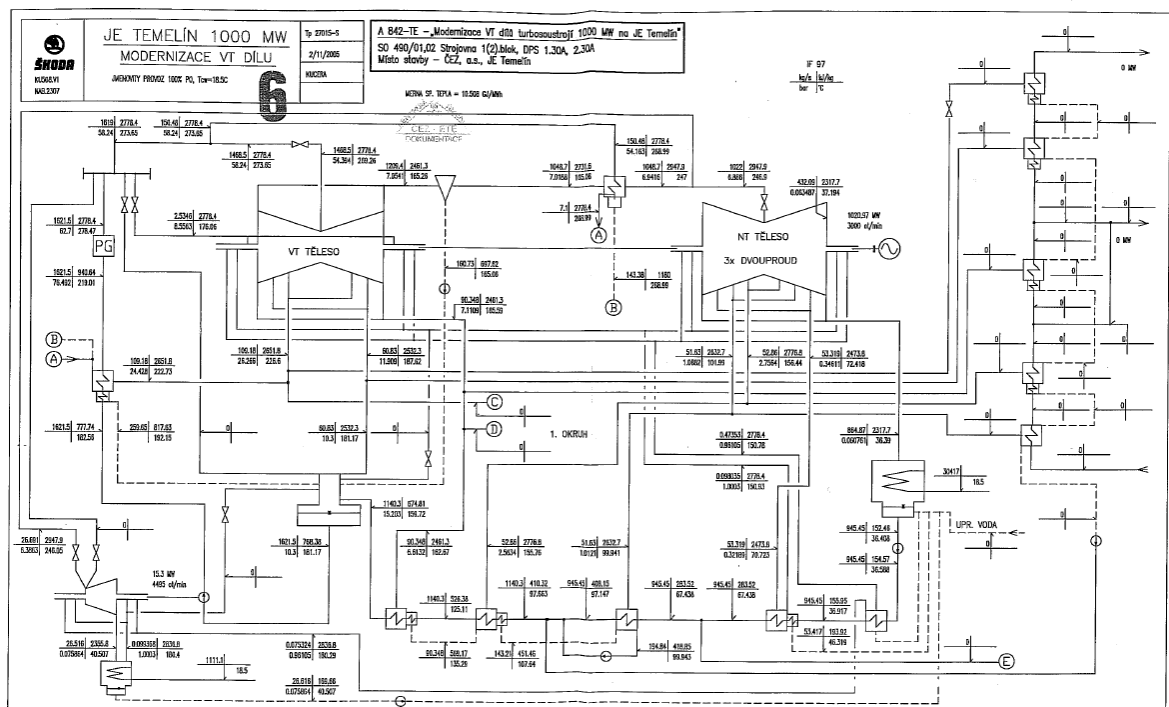
Hlavní cirkulační čerpadlo prim. okr. – zajišťuje oběh chladiva v prim okr. Toto čerpadlo je jednou z nejdůležitějších částí okruhu, např. u jaderné el. Temelín máme čtyři čerpadla, která běží v nepřetržitém provozu. Pokud by došlo k výpadku jednoho z nich, muselo by dojít k okamžitému snížení výkonu reaktoru.

3.2 Popis sekundárního okruhu okruhu

Sekundární okruh představuje soustavu zařízení, jejichž hlavním smyslem je přeměna tepelné energie získané v primárním okruhu na energii mechanickou (rotor turbíny). Sekundární okruh je konstruován tak, aby dokázal v maximální míře využít možností provozu jaderného reaktoru. Schéma sekundárního okruhu (viz. Obr. 3.2).

Turbína je poháněna sytou párou, která vznikne přenosem a vedením tepla z primárního okruhu do sekundárního okruhu v parogenerátoru. V kondenzačním režimu je k turbíně přiváděno 1400 kg/s páry o tlaku 7 MPa. Pára prochází nejdříve vysokotlakým dílem turbíny, kde se entalpie páry mění na mechanickou energii hřídele turbíny (pro

výrobu elektrické energie), část energie z turbíny je odvedena do vysokotlakých regeneračních ohříváků a přehříváče páry, aby se zvýšila účinnost sekundárního okruhu. Za vysokotlakou částí turbíny se významně zhorší fyzikální vlastnosti páry, neboť část jí z kondenzuje v turbíně. Tato vzniklá vlhkost je z páry odstraněna v zařízení nazvaném separátor - přehříváč, kde je zároveň párou odebranou ještě před vstupem do vysokotlaké turbíny, ohřátá na přehřátou páru o nízkém tlaku. Ze separátoru - přehříváče je pára vedena do nízkotlaké části turbíny, odsud část do nízkotlakých regeneračních ohříváků. Po průchodu turbínou je pára přiváděna do kondenzátoru. V kondenzátoru je odebíráno latentní výparné teplo páry chladicí vodou z chladících věží. Kondenzát je poté čerpán kondenzačními čerpadly prvního stupně a podáván do kondenzačních čerpadel druhého stupně. Kondenzační čerpadla druhého stupně dopraví kondenzát do systému regeneračního ohřevu z teploty 32,8 °C na cca 310 °C. Mezi nízkotlakým a vysokotlakým regeneračním systémem je voda dopravována hlavním napájecím čerpadlem. Voda prochází tzv. tepelnou úpravou, při níž je v odplyňováku zbavena rozpuštěných plynů, zejména kyslíku kvůli korozi. Upravený kondenzát je jímán v napájecí nádrži a z napájecí nádrže je hlavním napájecím čerpadlem, které je umístěno pod úrovní napájecí nádrže, protože nechceme překonat parciální tlak kapaliny (vypařování), dopravený do parogenerátoru.



Obrázek 3.2 Schéma sekundárního okruhu [1]

U zvolených ohříváků se kondenzát topné páry kaskáduje (přepouští) do ohříváků sousedních s nižším tlakem topné páry, na konci ohříváku je odveden všechnen kondenzát topné páry podávacím čerpadlem do hlavního napájecího potrubí. Kde se smíchá s ochlazenou vodou z kondenzátoru a přes čerpadla podávací (0,002 MPa) jde do nízkotlakých regeneračních ohříváků, už jako kapalina která se ohřívá, pokračuje do odplynováku.

4 Zvyšování účinnosti JE [2,8,22]

Pro zvyšování účinnosti můžeme použít hned několik možností:

- Zvýšení teploty a tlaku v prim. okr.

Teplota chladící vody (teplota vnější stěny trubky) je přibližně 350 °C a teplota vnitřní stěny prutu s uranem se pohybuje okolo 1200 °C. Tady vidíme, že teplotní spád mezi vnitřní teplotou a vnější teplotou stěny je zhruba 850 °C při tloušťce stěny 4 mm. Kdybychom zvyšovali dále teplotu uranu, vznikalo by v mater. velké pnutí a hrozilo by tečení materiálu tyčí s uranem. Můžeme tedy docílit libovolného zvyšování teploty štěpnou reakcí, ale za předpokladu volby materiálu, který by odolal tak velkému teplotnímu spádu na stěně.

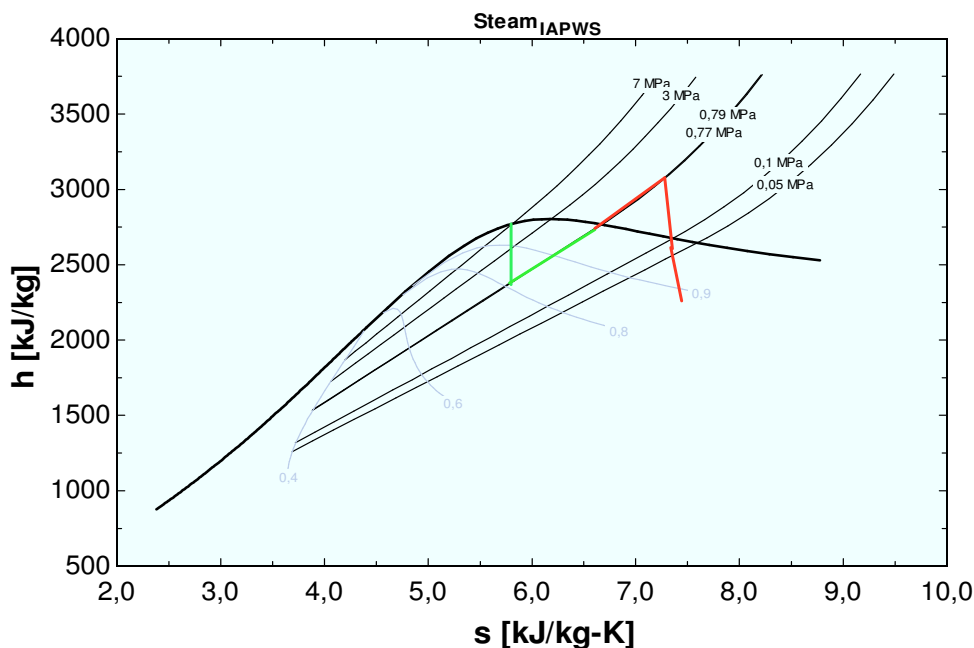
- Poklesem tlaku v kondenzátoru

Při expanzi na NT jsme omezení okolím (venkovní prostředí) a jdeme do oblasti mokré páry na suchost 0,87 při účinnosti turbíny 0,9 tlaku 0,003 – 0,005 MPa a teplotě 30 °C.

Pro vytvoření nižšího podtlaku v kondenzátoru je podmínkou dokonale těsný kondenzátor z titanu, tady se dostáváme na hodnotu podtlaku 0,002 MPa a nižším, což se jeví velmi náročné z hlediska ceny.

- Regenerační odběry páry z vysokotlaké a nízkotlaké části turbíny do VTO a NTO.
- Přihřívání páry

Probíhá mezi VT a NT, využívá se k tomu SSP. V separátoru dochází ke zvýšení entalpie, vlivem oddělení vody od páry, těsně pod horní mezní křivku. K dalšímu zvýšení entalpie do oblasti přehřáté páry se dostáváme přihřátím. Teplota přihřáté páry nemůže být nikdy vyšší, než teplota ostré admisní páry z parogenerátoru a zároveň tlaková energie ohřívané páry je nižší. Průběh separace a přihřívání páry společně s expanzí na turbíně lze sledovat s konkrétními zadanými hodnotami na diagramu (Obr. 4.1) vytvořený v programu ESS.



Obrázek 4.1 Diagram entalpie-entropie vytvořený v EES

- Snižování vlastní spotřeby elektrárny (čerpadla na parní pohon), zlepšování účinnosti dílčích komponent (kondenzátor odstranění vodního kamene), využití odběrů páry turbíny (např. pára pro vlastní spotřebu turbonapáječky, vytápění města).

5 Popis a princip SSP [1]

Separátor – přehřívák (SPP) je tlaková nádoba válcového tvaru umístěná podél turbíny, co nejblíže, aby byly nejmenší tepelné ztráty do okolí a minimální náklady na potrubí a izolaci. Tato nádoba je podepřena čtyřmi podpěrami, které jsou umístěny na pojízdných kulatinách, tyto umožňují pohyb při rozpínání materiálu (najíždění nebo odstavování bloku). Pára, která vstupuje do pláště z VT dílu, se rozdělí na levou a pravou stranu, tady se musí odvodnit systémem žaluzií (pracovní teplota 169 °C, pracovní tlak 0,87 MPa) a pokračuje přes speciálně tvarované plechy do kanálu, kde se přehřívá prouděním přes tepelnou vložku na požadovanou teplotu pro NT díl cca 260 °C a tlaku 0,77 MPa.

Tepelná vložka je tvořena svazkem trubek tzv. vlásenky, které jsou podpírány opěrami a zaválcovány v trubkovnici. Přes vlásenku proudí ostrá pára na vstupu 286 °C o tlaku 7 MPa, která kondenzuje. Po výstupu parovodní směsi z hlavního svazku je kondenzát

odveden a ostatní pára pokračuje do vedlejšího svazku (dochlazovač). Přihřívák zastává funkci trubkového kondenzačního výměníku.

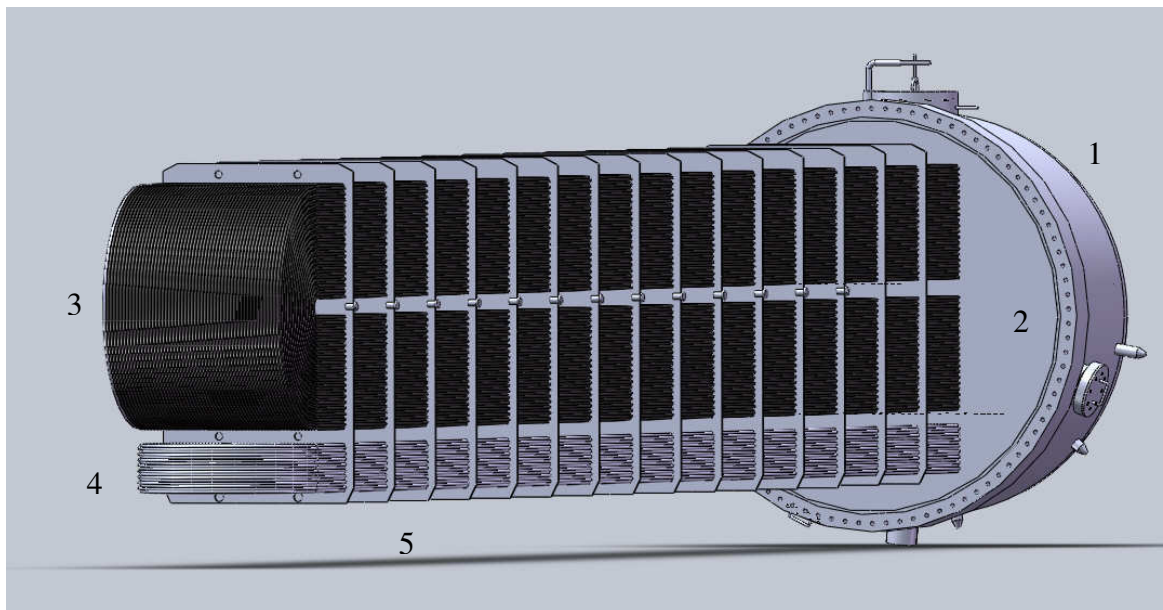
Separátor

Jako separátor jsem zvolil šípovoroštinové žaluzie, které můžeme použít u velkých i malých výkonů s různou rychlostí páry a s velkým rozsahem vlhkosti. Účinnost separátoru je určena pouze konstrukcí žaluzií.

Jedním z nejdůležitějších faktorů je určení kritické rychlosti páry (dále jen c_k), při které dochází k utrhávání kapiček vody ze stěn žaluzií zpět do proudící páry. Rychlost proudící páry se volí zhruba $1/3$ až $2/3$ z c_k , aby bylo docíleno co nejmenších tlakových ztrát na úkor toho, že k největší odlučivosti dochází při c_k . Rychlosti se v separátoru pohybují okolo $7-15$ m/s, což zapříčiňuje použití strojních zařízení o velkých rozměrech. Na druhou stranu při velkých tlakových ztrátách, dochází k rovnoměrnějšímu rozdělení páry do všech komor žaluzií. Vždy musíme volit kompromis mezi rychlostí a tlakovými ztrátami.

5.1 Tepelná vložka

Do čela klenutého dna (horní sekce) vstupuje ostrá (admisní) pára na mezi sytosti. Velká část této páry zkondenzuje v hlavním svazku vlásenek a vtéká do střední sekce, kde dochází k odloučení topné páry od kondenzátu převáděcí trubkou. Parovodní směs pokračuje do vedlejšího svazku (podchlazovače), odsud vystupuje jen sytý kondenzát. Na výstupu z tepelné vložky dostaneme tedy kondenzát z hlavního svazku a kondenzát z vedlejšího svazku topné páry. Oba tyto kondenzáty jsou svedeny do samostatné nádrže sběrače kondenzátu o několik metrů níže (cca 12 m). Pro zabránění pulzací topné páry ve vedl. svazku se používá odběr „stabilizační páry“. (Obr. 5.1)



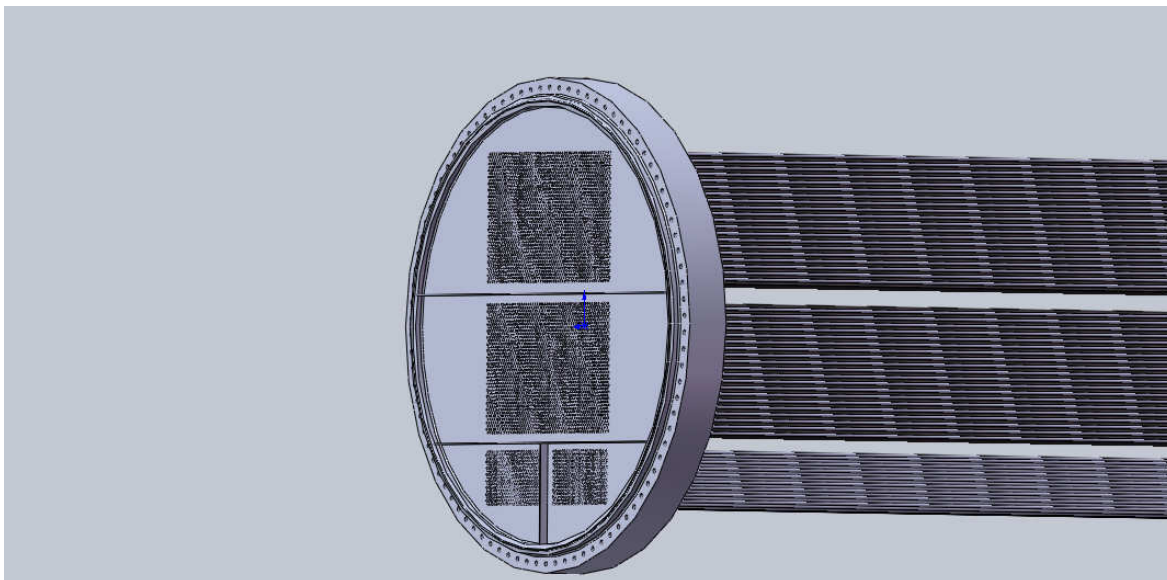
Obrázek 5.1 1) Klenuté dno 2) trubkovnice 3) vlásenky hlavního svazku 4) vlásenky pomocného svazku 5) podpěry pro vlásenky.

Vlásenky hlavního svazku – využití latentního výparného tepla páry při kondenzaci. Pulzace jsou zde řešeny kondenzací přibližně 70 % páry, tzn., že na výstupu je parovodní směs.

Vlásenky vedlejšího svazku podchlazovač - využití latentního výparného tepla páry při kondenzaci. Pulzace jsou zde řešeny odběrem „stabilizační páry“. Opravy jednotlivých vlásenek se řeší zazátkováním otvoru, kontrola se provádí pomocí tlakových zkoušek jednou za tři roky během odstávky bloku.

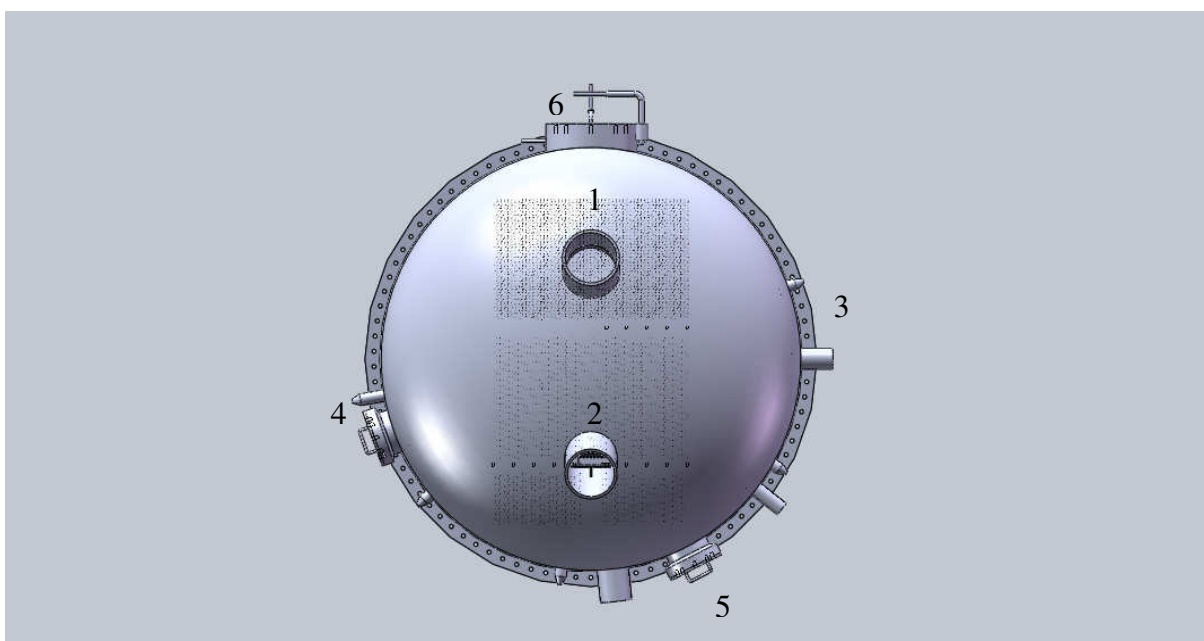
Podpěry pro vlásenky - mají dvojí význam, rozdělení páry do jednotlivých sekcí na vlásenky a přenesení hmotnosti vlastní váhy a parovodní směsi uvnitř vlásenek pomocí záchytných čepů v kanálu pláště SPP.

Trubkovnice do níž jsou vlásenky naválcovány, nebo upevněny pomocí trhaviny (zastaralý způsob), se vyrábí v tloušťkách do 600 mm (Vítkovice, a. s.). Volí se tak tlusté proto, aby se nezkroutily působením tlaku a teploty v SPP. Trubkovnice je svařená společně s kulovým dílem a současně je přírubou smontována k plášti. (Obr. 5.2)



Obrázek 5.2 Trubkovnice

5.2 Klenuté dno SPP

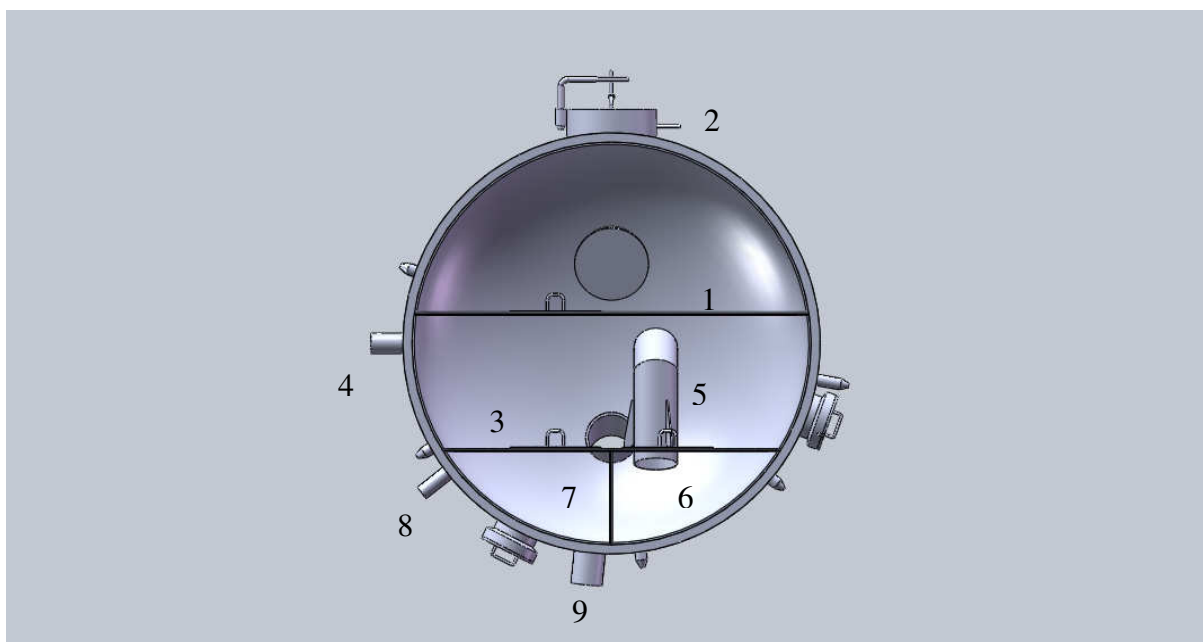


Obrázek 5.3 1) Vstup páry do horní sekce 2) výstup – hlavního kondenzátu 3) odvzdušnění 4) nátrubek pro manometr 5) kontrolní průřezy pro vizuální kontrolu 6) horní vlez do klenutého dna.

Odvzdušnění - jsou odvzdušňovány vysokotlaké topné komory svazků, odvzdušnění musí být umožněno pro každý uzavřený celek - např. horní komora zleva i zprava, taktéž spodní komora, obdobně nejnižší komory od pomocného svazku - tyto odvzdušňovávky se při najíždění svazku používají. (Obr. 5.3)

Kontrolní průřezy pro vizuální kontroly vpravo dole zboku a dole zleva zespodu se využívají pro vizuální kontroly VT komor. V praxi ztrácejí význam. Možnost využití při montáži dílu (zavěšené lanem na zvedání jeřábem).

Horní vlez do klenutého dna - na zúženou část nátrubku ve vlezu je položeno víko, na víku je nákrůžek, skrz jsou provrtány závitové díry až do zúžené části nátrubku. Víko je opatřeno ouškem, které je zavěšené na šroubu zajištěným matkou k ocelovému háku, svařeného k nátrubku horního vlezu.



Obrázek 5.4 1) Horní sekce – vstup do parní komory 2) trubička pro odvětrání 3) prostřední sekce- výstup kondenzační komory 4) propojení s nádrží kondenzátu 5) převáděcí trubka 6) vstupní pára podchlazovače 7) výstupní komora podchlazovače 8) stabilizační pára 9) výstup kondenzátu z pomoc. svazku.

Nátrubek pro výstup kondenzátu (sytá kapalina) z pomocného svazku je umístěn zcela dole. Kondenzát z topné páry je veden do čtyř oddělených sběračů kondenzátu (celkem pro oba SPP), aby se zamezilo vzájemnému tlakovému ovlivňování přehříváků. (Obr. 5.4)

Stabilizační pára - výstup z výstupní komory podchlazovače (syty kondenzát), ale říká se tomu „stabilizační pára“. Parametry má stejné jako vystupující kondenzát, cca 5,58 MPa na mezi sytosti. Potrubí DN88 se clonou 8,5 mm, potrubí se z obou topných svazků jednoho SPP sbíhá do jedné trubky a průtok je z obou svazků cca 16 - 18 t/h (tedy cca 8 t/h pro jeden svazek) - musí být zaveden někam, kde jsou podstatně nižší parametry. Na ETE to jde do VT regenerace - do VT ohříváku. VTO (plášť) je topen párou z odběru turbíny

2,7 MPa a do tohoto pláště jde i tato „stabilizační pára“. Resp. expanduje z 5,58 MPa na 2,7 MPa. Tedy vůči 5,58 MPa je to jakýsi „podtlak“ - zabezpečuje, že zabraňuje pulsacím ve výstupní komoře pomocného svazku- podchlazovače. Zavedení do VTO není podmínkou - záleží na projektantovi, kam mu to bude s parametry vycházet. Stabilizační pára slouží k tomu, aby za provozu nedocházelo k nějakým vnějším odezvám (klepání potrubí, vibrace přilehlé technologie, výkyvy parametrů topné páry a kondenzátu) - vyrovnává tlakové pulsace. Při výpočtu tepelné bilance se nemusí počítat, odběr je až za výstupem kondenzátu z vlásenek.

K této trase je ještě paralelně přidána trasa bez clony, také DN88 a s armaturou. V projektu se uvažuje s tlakovými pulsacemi v lokalitě pomocného svazku a tato trasa má sloužit pro eliminaci tlakových pulsací. Pokud by nastaly, otevřela by se armatura - větší odtah stabilizační páry. Ale nikdy se nepoužilo, armatura je trvale uzavřená a stabilizační pára jde 11 t/h přes zmíněnou clonu 8,5 mm.

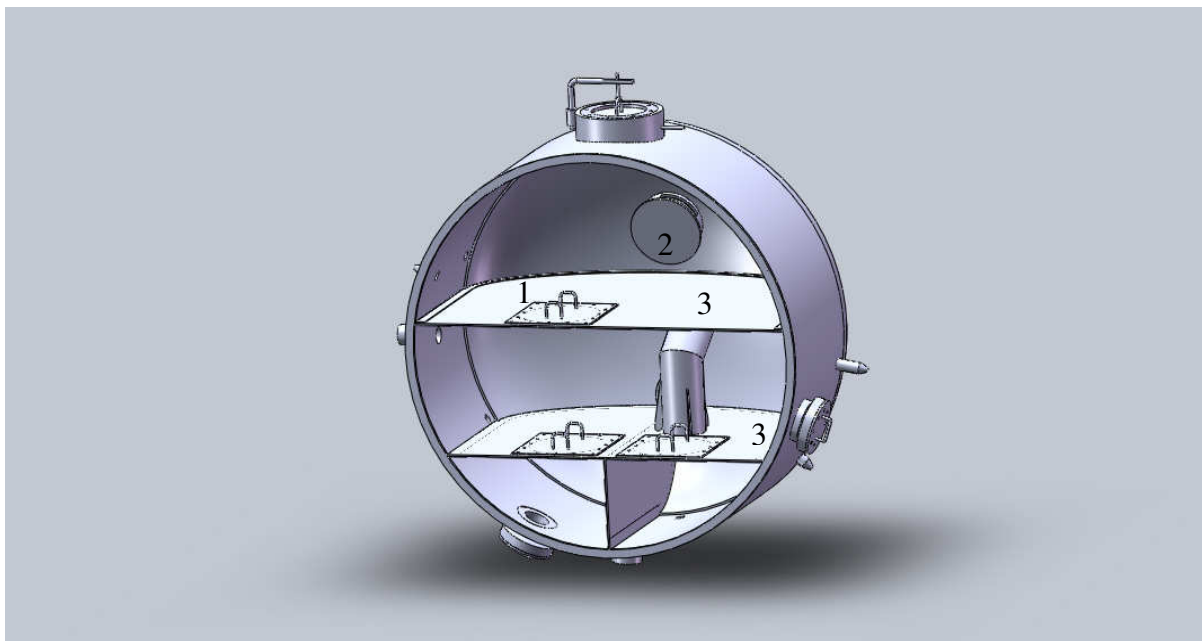
Výstup DN127, je to propoj z komory kondenzátu - ze střední sekce (nad hladinou kondenzátu, neboť v této komoře je hladina a nad ní pára). Propoj je s nádrží kondenzátu topné páry (dále jen k.t.p.) - udržuje parní polštář v této nádrži-sběrači k.t.p. V teplotní bilanci se s ním nemusí počítat - zde není průtok.

Trubička pro odvzdušnění - odvzdušňuje se pouze při zprovoznování systému. Ventil DN19 je na této trase otevřen „natržen“. Po najetí systému separace, po nafázování a stabilizaci parametrů bloku se uzavře. Uzavrou se i další odvzdušnění - v praxi to je cca 5-10 h. po nafázování turbíny. (Při navrhování hodnot tlaku, hmotnostního toku a průměru nátrubků vycházím z výpočtů mého návrhu SPP a navýšení hmotového toku páry v poměru s Temelínským okruhem.)

Obdélníkové montážní průlezy (víka) mezi jednotlivými komorami - jsou umístěné na tzv. přepážkách. Pro revize se člověk dostane postupně shora až do spodních kondenzátních komor. (Obr. 5.5)

Stínící- usměrňovací plech na vstupu páry do vysokotlaké části této komory - aby VT pára nešla přímo na trubkovnici a nepůsobila erozivně. Tedy usměrňuji tuto páru do stran.

Přepážka mezi komorami - rozdělují jednotlivé sekce klenutého dna.

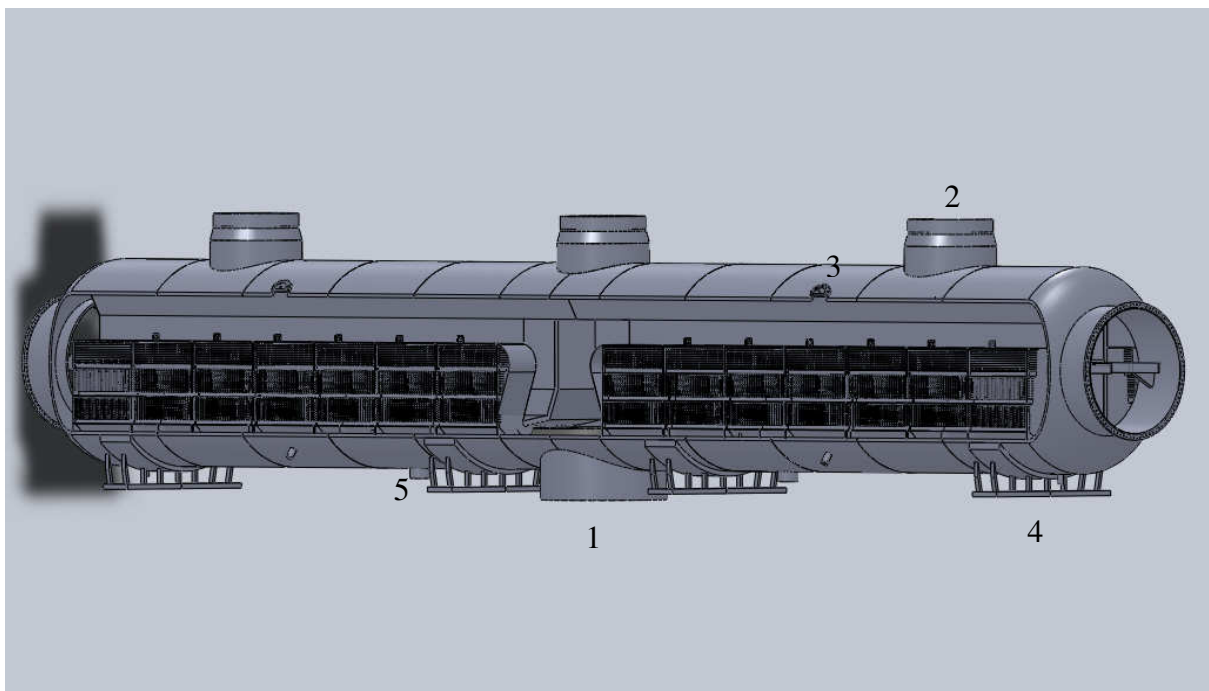


Obrázek 5.5 1) Obdélníkové montážní průřezy 2) stínice 3) přepážky mezi komorami.

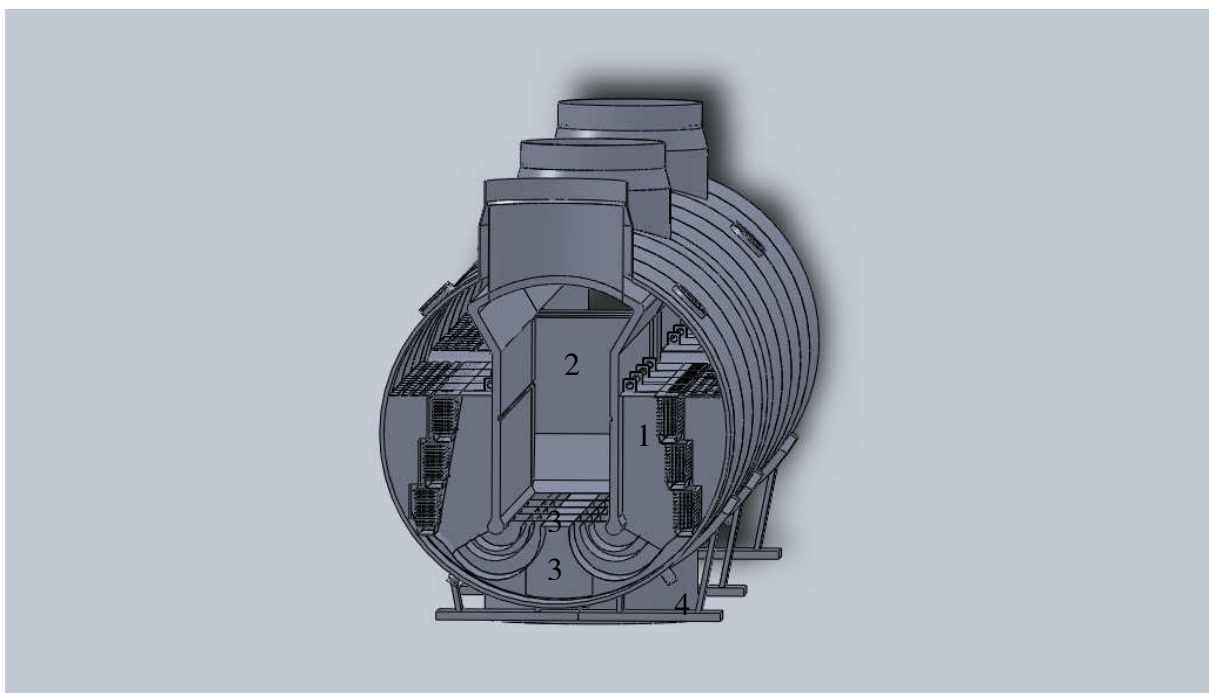
5.3 Plášť

Do pláště je spodním největším nátrubkem na plášti přivedena pára po expanzi na VT dílu turbíny. Rozděluje se na levou a pravou stranu, na každé straně se ještě rozdělí do dvou proudů, pomocí rozdělovacích plechů a přepážek (žeber) je nasměrována do jednotlivých sekcí, dále pokračuje přes žaluzie umístěných ve třech řadách nad sebou přes speciálně tvarované plechy do komory (kanálu) pláště, zde se ohřívá přestupem tepla konvekci na požadovanou teplotu a vystupuje třemi horními nátrubky na NT díl turbíny. Teplota páry na výstupu je limitována a parametry jsou přesně dány výrobcem turbíny. (Obr. 5.6)

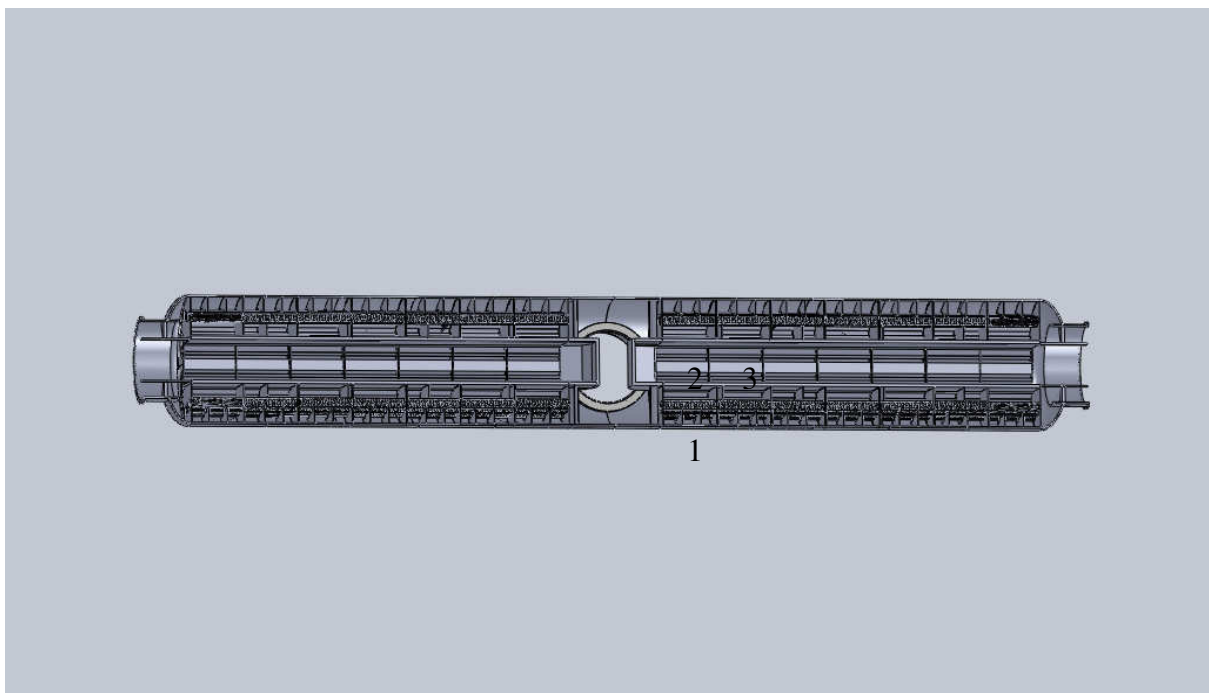
Dvakrát otvory zespod pláště - separát zachycený žaluziemi gravitačně zteče do odvodňovacích kanálků a odsud do nádrže (nádrž je fyzicky o 15 m níže než SPP), čerpadla tlačí tento separát do napájecí nádrže. Nádrž separátu: 168 °C (tlak se zde neměří, ale měl by odpovídat tlaku v plášti - izobaře 0,77 MPa). Průtok separátu je 302 tun/hod (je společný z obou SPP). (Obr. 5.7 a Obr. 5.8)



Obrázek 5.6 1) Vstup mokré páry 2) výstup přehřáté páry 3) montážní vlez do pláště 4) podpěry pláště 5) výstup separátu.



Obrázek 5.7 1) Žaluzie 2) komora pláště 3) tvarované plechy 4) odvodňovací kanálky.

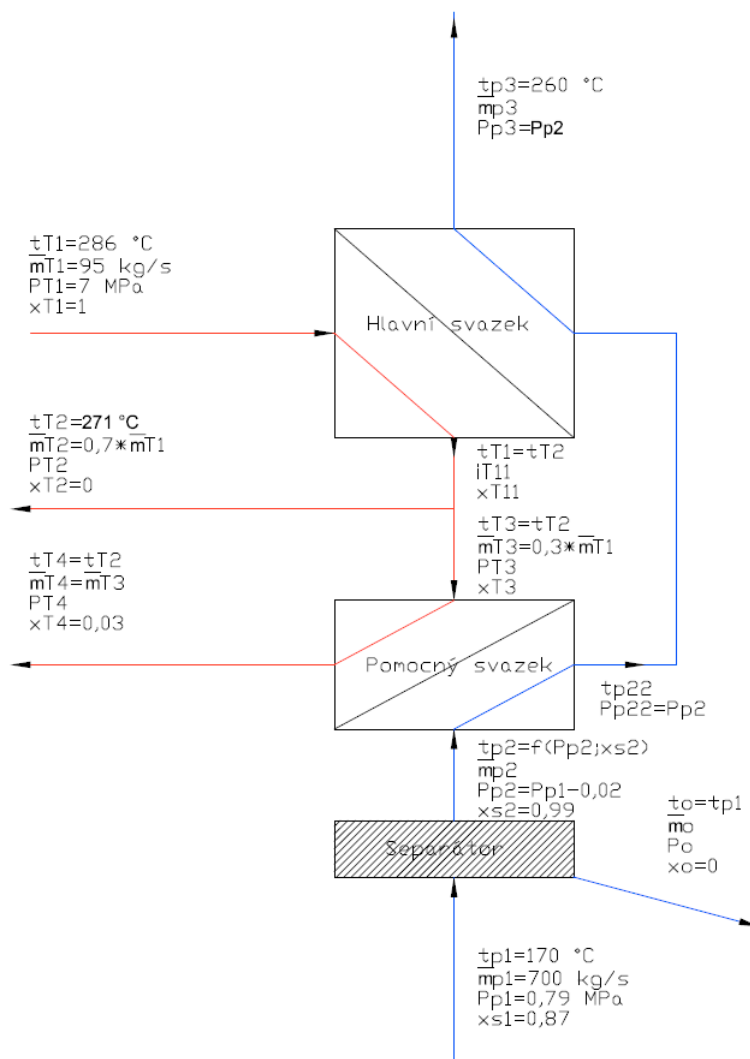


Obrázek 5.8 1) Žebra 2) výztuhy 3) nosná část komory.

6 Výpočet trubkového výměníku tepla

V této kapitole počítám kombinovaný přestup tepla mezi topnou a přehřívanou párou. Navrhuji rozteče vlásenek, rozdělení do hlavního vedlejšího svazku a jejich počet. Výsledkem je získání délky výměníku při dodržení optimálních rychlostí topné a přehřívané páry a požadovaných parametrů přehřívané páry na výstupu ze SPP.

Tepelná bilance SSP (Obr. 6.1). Zadané hodnoty byly sladěny se separátorem - přehřívačem JETE a navýšeny o požadovaný výkon podle hodnot ruských zařízení. [viz. 13]



Obrázek 6.1 Schéma SPP - zadané a vyčtené hodnoty

Zadané hodnoty:

Množství přihřívané páry:

$$\dot{m}_{p1}^+ = 1400\text{ kg/s}$$

Tlak páry před přehříváčem:

$$P_{p1} = 0,79\text{ MPa}$$

Teplota páry před přehříváčem:

$$t_{p1} = 170\text{ °C}$$

Požadovaná suchost páry za separátorem:

$$x_{s2} = 0,99$$

Množství topné páry:

$$\dot{m}_{T1}^+ = 190 \text{ kg/s}$$

Tlak topné páry:

$$P_{T1} = 7 \text{ MPa}$$

Teplota topné páry:

$$t_{T1} = 285,9 \text{ °C}$$

Suchost páry před separátorem:

$$x_{s1} = 0,87$$

Běžně se expanduje na tuto suchost, pokles na nižší hodnotu by byl nevýhodný z důvodu účinnosti, eroze lopatek a životnosti turbíny. [viz. 2 str. 70]

6.1 Výpočet 1

1) Výpočet hmotnostních toků

Výpočet hmotnostního toku kondenzátu na výstupu ze separátoru.

$$\dot{m}_o = (x_{s2} - x_{s1}) \cdot \dot{m}_{p1} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.1)$$

$$\dot{m}_o = (0,99 - 0,87) \cdot 700$$

$$\dot{m}_o = 84 \text{ kg/s}$$

Výpočet hmotnostního toku páry na výstupu ze separátoru.

$$\dot{m}_{p2} = \dot{m}_{p1} - \dot{m}_o \quad [\text{kg/s}] \quad (6.2)$$

$$\dot{m}_{p2} = 700 - 84$$

$$\dot{m}_{p2} = 616 \text{ kg/s}$$

Množství přehřívané páry na výstupu ze SPP.

$$\dot{m}_{p2} = \dot{m}_{p3} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.3)$$

Výpočet hmotnostního toku kondenzátu vystupujícího ven z hlavního svazku SPP.

Z literatury jsem se dočetl, že toto množství se pohybuje okolo 70 % z přivedené topné páry u VVER 1000, stejně budu uvažovat u mého SPP pro VVER 1200. Budu předpokládat, že suchost kondenzátu je $x_{T2}=0$. [viz. 2 str. 80]

$$\dot{m}_{T2} = 0,7 \cdot \dot{m}_{T1} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.4)$$

$$\dot{m}_{T2} = 0,7 \cdot 95$$

$$\dot{m}_{T2} = 66,5 \text{ kg/s}$$

Výpočet hmotnostního toku páry pokračující do pomocného svazku.

$$\dot{m}_{T3} = 0,3 \cdot \dot{m}_{T1} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.5)$$

$$\dot{m}_{T3} = 0,3 \cdot 95$$

$$\dot{m}_{T3} = 28,5 \text{ kg/s}$$

Hmotnostní tok kondenzátu na výstupu z pomocného svazku.

$$\dot{m}_{T4} = \dot{m}_{T3} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.6)$$

Výstupní suchost kondenzátu je od 0,03-0,06 volím $x_{T4}=0,03$. Vycházím z literatury.
[viz. 2 str. 80]

2) Výpočet teplot

Teplota kondenzátu ze separátoru.

$$t_0 = 169 \text{ °C}$$

Teplota páry za separátorem.

Z tlaku a suchosti páry za separátorem dostanu teplotu t_{p2} . [viz. Příloha 2]

$$t_{p2} = 168,8 \text{ °C}$$

Teplota ohřáté páry na výstupu ze SPP.

Jsem omezen maximální teplotou páry, která může jít na nízkotlakou turbínu a podtlakem v kondenzátoru. Zároveň vycházím z teploty v JE Temelín a volím teplotu o 8 °C vyšší:

$$t_{p3} = 260 \text{ °C}$$

Teplota topné páry na vstupu do hlavního svazku.

Ze suchosti páry $x_{T1}=1$ a zadaného tlaku $P_{T1}=7 \text{ MPa}$ vypočtu teplotu. [viz. Příloha 2]

$$t_{T1} = 285,9 \text{ °C}$$

Teplota zkondenzované topné páry na výstupu z hlavního svazku.

Tuto teplotu volím o 15 °C menší než t_{T1} . Ve skutečnosti se na tuto teplotu dostáváme i u SPP jaderné elektrárny Temelín.

$$t_{T2} = 271^{\circ}\text{C}$$

Teplota páry vstupující z hlavního svazku do pomocného svazku.

Teplota páry a teplota kondenzátu je stejná, stejně je tomu i u parního bubnu na kotli s přirozenou cirkulací.

$$t_{T3} = 271^{\circ}\text{C}$$

Teplota výstupního kondenzátu z pomocného svazku.

$$t_{T4} = 271^{\circ}\text{C}$$

3) Výpočet entalpií

Entalpie ohřívání páry na vstupu do separátoru.

Dostanu ji ze suchosti x_{s1} a teploty t_{p1} . [viz. Příloha 2]

$$i_{p1} = 2502 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie kondenzátu separátoru.

$$i_o = 719 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie ohřívání páry na výstupu ze separátoru.

Dostanu ji ze suchosti x_{s2} a teploty t_{p2} . [viz. Příloha 2]

$$i_{p2} = 2747 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie ohřívání páry na výstupu ze separátoru.

Dostanu ji z teploty t_{p3} a tlaku P_{p3} . [viz. Příloha 2]

$$i_{p3} = 2972 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie topné páry na vstupu do hlavního svazku.

Dostanu ji z teploty t_{T1} a suchosti $x_{T1}=1$. [viz. Příloha 2]

$$i_{T1} = 2772 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie výstupního kondenzátu z pomocného svazku, dostanu ji z teploty t_{T4} a suchosti $x_{T4}=0,03$.

$$i_{T4} = 1237 \text{ kJ/kg}$$

4) Celkový tepelný výkon na straně ohřívání páry:

$$Q_c = \dot{m}_{p2} \cdot (i_{p3} - i_{p2}) \quad [\text{kW}] \quad (6.7)$$

$$Q_c = 616 \cdot (2972 - 2747)$$

$$Q_c = 138600 \text{ kW}$$

5) Výpočet tlaků

Tlak kondenzátu na výstupu z hlavního svazku.

Dostanu z teploty t_{T2} a suchosti $x_{T2}=0$. [viz. Příloha 2]

$$P_{T2} = 5,578 \text{ MPa}$$

Tlak topné páry na vstupu do pomocného svazku.

$$P_{T3} = 5,578 \text{ MPa}$$

Tlak ohřáté a vysušené páry na výstupu z SPP.

Při výpočtu tlak P_{p3} zůstává stejný jako tlak P_{p2} nepočítá se tedy s hydraulickými ztrátami, v jejichž důsledku by došlo ke snížení výstupní entalpie, tedy k menšímu přestupu tepla do přehřívané páry. Působení hydraulických ztrát je ale nahrazeno ve výpočtu součinitele prostupu tepla (k), kde se počítá s nánosovou vrstvou, tzn., že dochází k menšímu přestupu tepla do přehřívané páry.

$$P_{p3} = 0,77 \text{ MPa}$$

Tlak kondenzátu ze separátoru.

$$P_0 = 0,79 \text{ MPa}$$

Tlak páry za separátorem.

Volím ztrátu v separátoru v rozmezí 0,01 až 0,02 MPa jako je tomu u SPP 1000 jaderné elektrárny Temelín, ztráty v přehříváku jsou malé lze je zanedbat pro výpočet entalpie.

$$P_{p2} = 0,77 \text{ MPa}$$

6) Entalpie topné páry na vstupu do pomocného svazku

Dostanu ji z teploty t_{T3} a suchosti $x_{T3}=0,6$ tuto suchost experimentálně volím. [viz. Příloha 2]

$$i_{T3} = 2149 \text{ kJ/kg}$$

7) Výpočet entalpie ohřívání páry na výstupu z pomocného svazku

Tepelný výkon pomocného svazku topné páry

$$Q_{PT3} = \dot{m}_{T3} \cdot (i_{T3} - i_{T4}) \quad [\text{kW}] \quad (6.8)$$

$$Q_{PT3} = 28,5 \cdot (2149 - 1237)$$

$$Q_{PT3} = 25992 \text{ kW}$$

Tepelný výkon pomocného svazku topné páry se rovná tepelnému výkonu na straně ohřívání páry. Přitom zanedbávám tepelné ztráty do okolí.

$$Q_{PT3} = Q_{Pp2} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.9)$$

Výpočet entalpie ohřívání páry na výstupu z pomocného svazku z tepelného výkonu na straně ohřívání páry.

$$Q_{Pp2} = \dot{m}_{p2} \cdot (i_{p22} - i_{p2})$$

$$i_{p22} = \frac{Q_{Pp2}}{\dot{m}_{p2}} + i_{p2} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (6.10)$$

$$i_{p22} = \frac{25992}{616} + 2747$$

$$i_{p22} = 2789,2 \text{ kJ/kg}$$

8) Teplota ohřívání páry na výstupu z pomocného svazku

Teplotu vypočítám z entalpie i_{p22} a tlaku $P_{p22}=P_{p2}$. [viz. Příloha 2]

$$t_{p22} = 177,9 \text{ °C}$$

9) Tepelný výkon hlavního svazku topné páry

$$Q_h = Q_c - Q_{pT3} \quad [\text{kW}] \quad (6.11)$$

$$Q_h = 138600 - 25992$$

$$Q_h = 112608 \text{ kW}$$

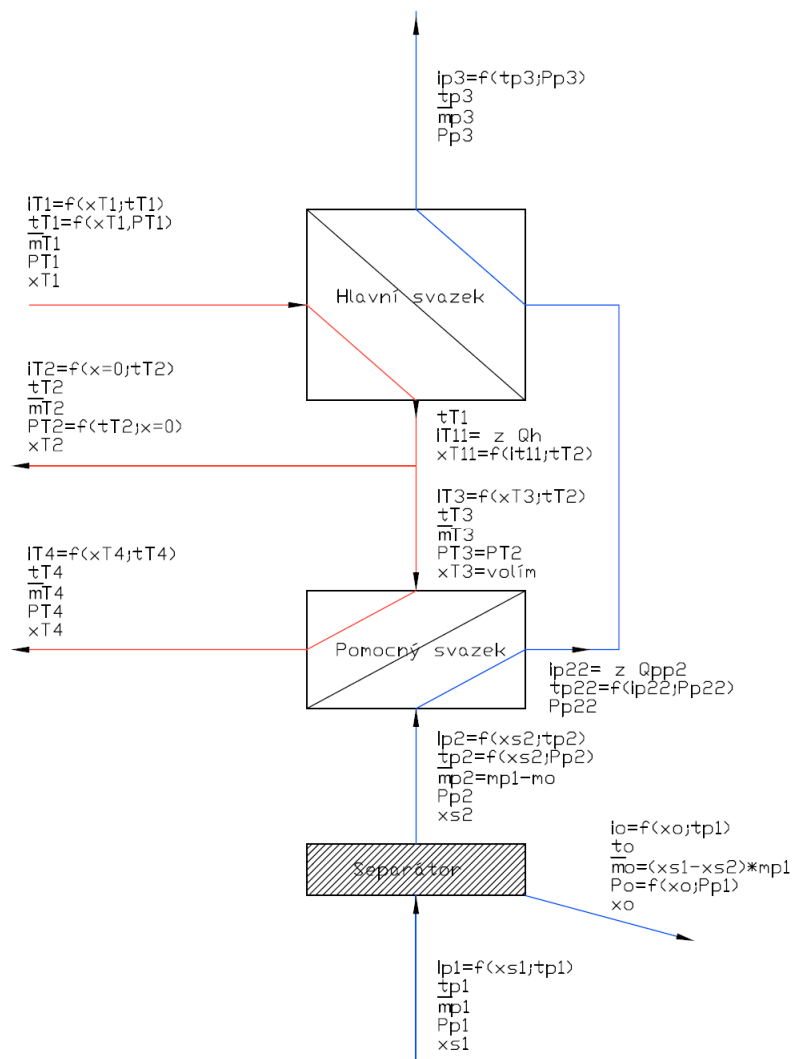
10) Výpočet entalpie topné páry na výstupu z hlavního svazku (Obr. 6.2 a obr. 6.3)

$$Q_h = \dot{m}_{T1} \cdot (i_{T1} - i_{T11})$$

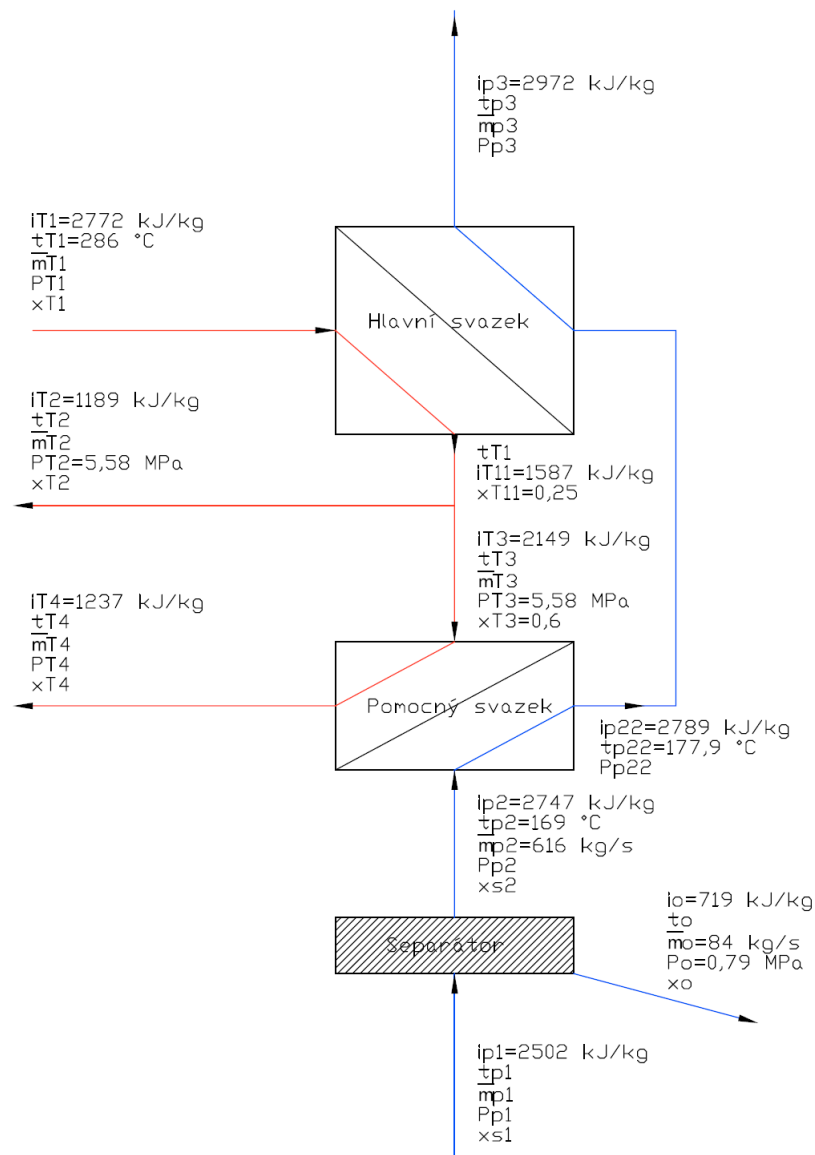
$$i_{T11} = -\frac{Q_h}{\dot{m}_{T1}} + i_{T1} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (6.12)$$

$$i_{T11} = -\frac{112608}{95} + 2772$$

$$i_{T11} = 1586,8 \text{ kJ/kg}$$



Obrázek 6.2 Schéma SPP - funkce vypočtených hodnot.



Obrázek 6.3 Schéma SPP - vypočtené hodnoty (výpočet 1).

11) Výpočet rychlosti a druhu proudění

Výpočet střední rychlosti topné páry v trubkách hlavního přehříváku.

$$w_{h,T} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{T1} \cdot v_{stř,h,T}}{\pi \cdot d_1^2 \cdot n_h} \quad [\text{m/s}] \quad (6.13)$$

$$w_{h,T} = \frac{4 \cdot 95 \cdot 0,01854}{\pi \cdot 0,016^2 \cdot 1950}$$

$$w_{h,T} = 4,49 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Střední měrný objem topné páry v hlavním svazku $v_{stř,h,T}=0,01854 \text{ m}^3/\text{kg}$ vypočítám z teploty t_{T1} a t_{T11} a suchosti x_{T1} a x_{T11} . [viz. Příloha 2]

Vnitřní průměr vlásenek $d_1=0,016 \text{ m}$.

Volím počet vlásenek v hlavním svazku (přibližně 1,2*Temelín) $n_h=1950$ [1]

Výpočet střední rychlosti topné páry v trubkách pomocného přehříváku.

$$w_{v,T} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{T3} \cdot v_{stf,v,T}}{\pi \cdot d_1^2 \cdot n_v} \quad [\text{m/s}] \quad (6.14)$$

$$w_{v,T} = \frac{4 \cdot 28,5 \cdot 0,01195}{\pi \cdot 0,016^2 \cdot 330}$$

$$w_{v,T} = 5,13 \text{ m/s}$$

Střední měrný objem topné páry v pomocném svazku $v_{stf,v,T}=0,01195 \text{ m}^3/\text{kg}$ vypočítám z teploty t_{T3} a t_{T4} a suchosti x_{T3} a x_{T4} . [viz. Příloha 2]

Volím počet vlásenek v pomocném svazku (přibližně 1,2*Temelín) $n_v=330$. [1]

Výpočet střední rychlosti přehříváné páry v přehříváku.

$$w_p = \frac{\dot{m}_{p2} \cdot v_{stf,p}}{\frac{S_1}{c} \cdot a} \quad [\text{m/s}] \quad (6.15)$$

$$w_p = \frac{616 \cdot 0,2791}{\frac{1,83}{2,08} \cdot 17}$$

$$w_p = 11,50 \text{ m/s}$$

Střední měrný objem přehříváné páry v přehříváči $v_{stf,p}=0,2791 \text{ m}^3/\text{kg}$ vypočítám z teploty t_{p2} a t_{p3} a suchosti x_{s2} a P_{p3} . [viz. Příloha 2]

12) Výpočet ploch mezi trubkami, kanálu a čelní plochy trubek

Plocha mezi trubkami.

Celkový počet vlásenek $n_c=2280$ [1].

Volím tloušťku stěny vlásenek podle JETE $t=0,0015 \text{ m}$.

Volím pro pozdější upřesnění délka kanálu $a=17 \text{ m}$.

Volím v závislosti na počet řad trubek nad sebou výška kanálu $c=2,08 \text{ m}$.

Volím v závislosti na počet řad trubek vedle sebe šířka kanálu $b=1,19 \text{ m}$.

$$S_{1m} = S_o - S_{v1} \cdot n_c \quad [\text{m}^2] \quad (6.16)$$

$$S_{1m} = 2,47 - 0,0002835 \cdot 2280$$

$$S_{1m} = 1,83 \text{ m}^2$$

Výpočet obsahu obdélníkového průřezu kanálu.

$$S_o = c \cdot b \quad [m^2] \quad (6.17)$$

$$S_o = 2,08 \cdot 1,191$$

$$S_o = 2,47 \text{ m}^2$$

Výpočet čelní plochy trubky.

$$S_{v1} = \frac{\pi \cdot (d_1 + t)^2}{4} \quad [m^2] \quad (6.18)$$

$$S_{v1} = \frac{\pi \cdot (0,016 + 2 \cdot 0,0015)^2}{4}$$

$$S_{v1} = 0,0002835 \text{ m}^2$$

13) Výpočet hydraulického průměru

Výpočet hydraulického průměru hlav. svazku

$$d_{hh} = \frac{4 \cdot S_h}{O_h} \quad [m] \quad (6.19)$$

$$d_{hh} = \frac{4 \cdot 50,74}{1705,9}$$

$$d_{hh} = 0,11896 \text{ m}$$

Výpočet hydraulického průměru vedl. svazku

$$d_{hv} = \frac{4 \cdot S_v}{O_v} \quad [m] \quad (6.20)$$

$$d_{hv} = \frac{4 \cdot 44,65}{1501,3}$$

$$d_{hv} = 0,11896 \text{ m}$$

14) Vnější plocha rozvinutých trubek

Vnější plocha rozvinutých trubek hlav. svazku.

Počet trubek vedle sebe v hl. svazku je 50.

Počet trubek vedle sebe v vedl. svazku je 44.

Délka kanálu $a=17 \text{ m}$.

Vnější obvod trubky e .

Šířka kanálu $b=1,02 \text{ m}$.

Volím vnější průměr podle JETE $d_2=0,0019 \text{ m}$.

Počet řad hlavního svazku vedle sebe ve směru přehřívání páry $\dot{r}_h=50$.

Počet řad vedlejšího svazku vedle sebe ve směru přehřívání páry $\dot{r}_v=44$.

$$S_h = e \cdot a \cdot \dot{r}_h \quad [\text{m}^2] \quad (6.21)$$

$$S_h = \pi \cdot d_2 \cdot a \cdot 50$$

$$S_h = \pi \cdot 0,019 \cdot 17 \cdot 50$$

$$S_h = 50,74 \text{ m}^2$$

Vnější plocha rozvinutých trubek vedl. svazku.

$$S_v = e \cdot a \cdot \dot{r}_v \quad [\text{m}^2] \quad (6.22)$$

$$S_v = \pi \cdot d_2 \cdot a \cdot 50$$

$$S_v = \pi \cdot 0,019 \cdot 17 \cdot 44$$

$$S_v = 44,65 \text{ m}^2$$

15) Obvod rozvinutých trubek

Obvod rozvinutých trubek hlav. svazku.

$$O_h = 2 \cdot (e + a) \cdot \dot{r}_h \quad [\text{m}] \quad (6.23)$$

$$O_h = 2 \cdot (\pi \cdot d_2 + 17) \cdot \dot{r}_h$$

$$O_h = 2 \cdot (\pi \cdot 0,019 + 17) \cdot 50$$

$$O_h = 1705,9 \text{ m}$$

Obvod rozvinutých trubek vedl. svazku.

$$O_v = 2 \cdot (e + a) \cdot \dot{r}_v \quad [\text{m}] \quad (6.24)$$

$$O_v = 2 \cdot (\pi \cdot d_2 + 17) \cdot \dot{r}_v$$

$$O_v = 2 \cdot (\pi \cdot 0,019 + 17) \cdot 44$$

$$O_v = 1501,3 \text{ m}$$

16) Výpočet Reynoldsova č.

Výpočet Reynoldsova č. na straně přehřívání páry v hlav. svazku. [7]

Střední teplota přehřívání páry v hlavním svazku $t_{\text{stph}}=219 \text{ }^\circ\text{C}$.

Viskozita při střední teplotě přehřívání páry $219 \text{ }^\circ\text{C}$ je $\nu_{\text{ph}}=0,00001677 \text{ m}^2/\text{s}$. [viz.

Příloha 2]

$$Re_h = \frac{w_p \cdot d_{hh}}{\vartheta_{ph}} \quad [1] \quad (6.25)$$

$$Re_h = \frac{11,50 \cdot 0,11896}{0,00001677}$$

$$Re_h = 81558 [1]$$

Výpočet Reynoldsova č. na straně přehřívané páry ve vedl. svaz.

Střední teplota přehřívané páry ve vedl. svaz. $t_{stp}=173,4 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Viskozita při střední teplotě přehřívané páry $173,4 \text{ } ^\circ\text{C}$ je $\nu_{pv}=0,00001483 \text{ m}^2/\text{s}$ [viz. Příloha 2].

$$Re_v = \frac{w_p \cdot d_{hv}}{\vartheta_{pv}} \quad [1] \quad (6.26)$$

$$Re_v = \frac{11,50 \cdot 0,11896}{0,00001483}$$

$$Re_v = 92227 [1]$$

Jde o vynucenou konvekci při obtékání tělesa a proudění kolmo na svazek trubek [7 str. 29] Jedná se o vyvinuté turbulentní proudění. Proto můžu použít rovnice, které platí pro $Re=10^3\text{-}10^5$. Problémy by byly pouze u přechodového proudění a to v tomto případě nepřichází v úvahu.

17) Výpočet Nusseltova kritéria [7]

$$Nu = c_2 \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i \quad [1]$$

Pro trubky uspořádané střídavě. [7 str. 29]

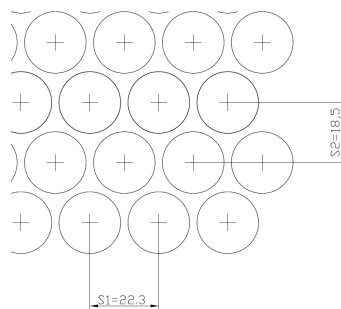
Platí konstanty:

$$c_2=0,41 [1]; n=0,6 [1]$$

Rozměry roztečí trubek (Obr. 6.4):

$$S_1=22,3 \text{ mm}$$

$$S_2=18,5 \text{ mm}$$



Obrázek 6.4 Zobrazení roztečí vlásenek.

Součinitel vyjadřující vliv roztečí [viz. 7 str.29].

$$\varepsilon_s = S_1/S_2 < 2$$

$$\varepsilon_s = (S_1/S_2)^{1/6} = 1,032 \text{ [1]}$$

Součinitel vyjadřující vliv první a druhé řady ε_i , tyto součinitele jsou zahrnuty až ve výpočtu alfa střední.

Pro první řadu $\varepsilon_i = 0,6 \text{ [1]}$

Pro druhou řadu $\varepsilon_i = 0,7 \text{ [1]}$

Prandtlovo č. pro střední teplotu přih. páry vedl. svazku. [viz. Příloha 2]

Střední teplota přih. páry vedl. svazku $t_{stpv} = 173,4 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$Pr_v = 1,033 \text{ [1]}$$

Prandtlovo č. pro střední teplotu přih. páry hlav. svazku. [viz. Příloha 2]

Střední teplota přih. páry hlav. svazku $t_{stph} = 219 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$Pr_h = 0,9916 \text{ [1]}$$

Nuseltovo kritérium vedlejšího svazku

$$Nu_{v1} = c_2 \cdot Re_v^n \cdot Pr_v^{0,33} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i \quad [1] \quad (6.27)$$

$$Nu_{v1} = 0,41 \cdot 92227^{0,6} \cdot 1,033^{0,33} \cdot 1,032 \cdot 1$$

$$Nu_{v1} = 407,3 \text{ [1]}$$

Nuseltovo kritérium hlavního svazku

$$Nu_{h1} = c_2 \cdot Re_h^n \cdot Pr_h^{0,33} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i \quad [1] \quad (6.28)$$

$$Nu_{h1} = 0,41 \cdot 81558^{0,6} \cdot 0,9916^{0,33} \cdot 1,032 \cdot 1$$

$$Nu_{h1} = 373,2 \text{ [1]}$$

18) Výpočet středního součinitele přestupu tepla

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně přehřívání páry v pomocném svazku [8]:

Tepelná vodivost páry hlavního svazku [viz. Příloha 2] $\lambda_h = 0,03735 \text{ W/(m.K)}$.

Tepelná vodivost páry vedlejšího svazku [viz. Příloha 2] $\lambda_v = 0,03465 \text{ W/(m.K)}$.

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= \frac{\alpha \cdot d_2}{\lambda} \Rightarrow \alpha = \frac{(\text{Nu} \cdot \lambda)}{d_2} \\ \alpha_v &= \frac{(\text{Nu}_{v1} \cdot \lambda_v)}{d_2} & [\text{W/(m} \cdot \text{K)}] & (6.29) \\ \alpha_v &= \frac{(407,3 \cdot 0,03465)}{0,019} \\ \alpha_v &= 742,7 \text{ W/(m} \cdot \text{K)} \end{aligned}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně přehřívání páry v hlavním svazku:

$$\begin{aligned} \alpha_h &= \frac{(\text{Nu}_{h1} \cdot \lambda_h)}{d_2} & [\text{W/(m} \cdot \text{K)}] & (6.30) \\ \alpha_h &= \frac{(373,2 \cdot 0,03735)}{0,019} \\ \alpha_h &= 733,7 \text{ W/(m} \cdot \text{K)} \end{aligned}$$

Střední součinitel přestupu tepla.

$n_{f,v}$ počet řad trubek vedl. svazku nad sebou ve směru přehřívání páry.

$$n_{f,v} = 15 [1]$$

$n_{f,h}$ počet řad trubek hlav. svazku nad sebou ve směru přehřívání páry.

$$n_{f,h} = 78 [1]$$

Střední součinitel přestupu tepla vedl. svazku.

$$\begin{aligned} \alpha_{st,v} &= \frac{0,6 \cdot \alpha_v + 0,7 \cdot \alpha_v + \alpha_v \cdot (n_{f,v} - 2)}{n_{f,v}} & [\text{W/(m} \cdot \text{K)}] & (6.31) \\ \alpha_{st,v} &= \frac{0,6 \cdot 742,7 + 0,7 \cdot 742,7 + 742,7 \cdot (15 - 2)}{15} \\ \alpha_{st,v} &= 708,1 \text{ W/(m} \cdot \text{K)} \end{aligned}$$

Střední součinitel přestupu tepla hlav. svazku.

$$\alpha_{st,h} = \frac{0,6 \cdot \alpha_h + 0,6 \cdot \alpha_h + 0,7 \cdot \alpha_h + \alpha_h \cdot (n_{f,h} - 4)}{n_{f,h}} & [\text{W/(m} \cdot \text{K)}] & (6.32)$$

$$\alpha_{st,h} = \frac{0,6 \cdot 733,7 + 0,6 \cdot 733,7 + 0,7 \cdot 733,7 + 0,7 \cdot 733,7 + 733,7 \cdot (78 - 4)}{78}$$

$$\alpha_{st,h} = 720,5 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně topné páry:

$$\alpha_T = 10500 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

Tento souč. je velmi obtížné vypočítat, protože jde o kondenzaci páry uvnitř vodorovných trubek, které jsou příčně obtékány ohřívanou párou. Z ruské liter. byla získána hodnota $10500 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$. [9]

19) Součinitel prostupu tepla

Tepelná vodivost oceli třídy 15313. [viz. 10]

Odpor nánosů R volím 0,00022, tento odpor se bude měnit v závislosti na dobu provozu. V přepočtu je výpočet odporu upřesněn.

Součinitel prostupu tepla hlavního svazku [8]

$$k_h = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1 \cdot \alpha_T} + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_o} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{st,h}} + R} \quad [\text{W/(m} \cdot \text{K)}] \quad (6.33)$$

$$k_h = \frac{1}{\frac{0,019}{0,016 \cdot 10500} + \frac{0,019}{2 \cdot 36} \cdot \ln \frac{0,019}{0,016} + \frac{1}{720,5} + 0,00022}$$

$$k_h = 566,1 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$$

Součinitel prostupu tepla vedlejšího svazku.

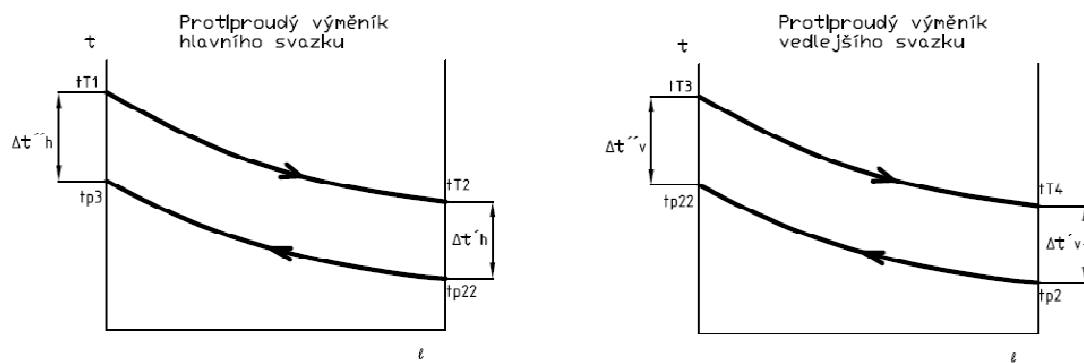
$$k_v = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1 \cdot \alpha_T} + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_o} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{st,v}} + R} \quad [\text{W/(m} \cdot \text{K)}] \quad (6.34)$$

$$k_v = \frac{1}{\frac{0,019}{0,016 \cdot 10500} + \frac{0,019}{2 \cdot 36} \cdot \ln \frac{0,019}{0,016} + \frac{1}{708,1} + 0,00022}$$

$$k_v = 558,4 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$$

20) Stanovení středního logaritmického spádu

Výpočet logaritmické teploty hlavního svazku. (Obr. 6.3)



Obrázek 6.5 Grafy protiproudech výměníků

Rozdíl teplot topného média na konci a ohřívaného na začátku hlavního svazku.

$$\Delta t'_h = t_{T2} - t_{p22} \quad [\text{K}] \quad (6.35)$$

$$\Delta t'_h = 270,9 - 177,9$$

$$\Delta t'_h = 93 \text{ K}$$

Rozdíl teplot topného média na začátku a ohřívaného na konci hlavního svazku.

$$\Delta t''_h = t_{T1} - t_{p3} \quad [\text{K}] \quad (6.36)$$

$$\Delta t''_h = 285,9 - 260$$

$$\Delta t''_h = 25,9 \text{ K}$$

Stanovení středního logaritmického spádu hl. svazku. [7]

$$\Delta t_h = \frac{\Delta t'_h - \Delta t''_h}{\ln \frac{\Delta t'_h}{\Delta t''_h}} \quad [\text{K}] \quad (6.37)$$

$$\Delta t_h = \frac{93 - 25,9}{\ln \frac{93}{25,9}}$$

$$\Delta t_h = 52,5 \text{ K}$$

Výpočet logaritmické teploty vedlejšího svazku.

Rozdíl teplot topného média na konci a ohřívaného na začátku.

$$\Delta t'_v = t_{T4} - t_{p2} \quad [\text{K}] \quad (6.38)$$

$$\Delta t'_v = 270,9 - 168,8$$

$$\Delta t'_v = 102,1 \text{ K}$$

Rozdíl teplot topného média na začátku a ohříváního na konci.

$$\Delta t_v'' = t_{T3} - t_{p22} \quad [K] \quad (6.39)$$

$$\Delta t_v'' = 270,9 - 177,9$$

$$\Delta t_v'' = 93 \text{ K}$$

Stanovení středního logaritmického spádu vedl. svazku.

$$\Delta t_v = \frac{\Delta t_v' - \Delta t_v''}{\ln \frac{\Delta t_v'}{\Delta t_v''}} \quad [K] \quad (6.40)$$

$$\Delta t_v = \frac{102,1 - 93}{\ln \frac{102,1}{93}}$$

$$\Delta t_v = 97,5 \text{ K}$$

21) Určení velikosti teplosměnné plochy vnějšího povrchu vlásenek

$$k = \frac{Q}{S \cdot \Delta t_{\ln}}$$

Teplosměnná plochy vnějšího povrchu vlásenek hlavního svaz. [8]

$$S_h = \frac{Q_h}{k_h \cdot \Delta t_h} \quad [m^2] \quad (6.41)$$

$$S_h = \frac{112608000}{566,1 \cdot 52,5}$$

$$S_h = 3789 \text{ m}^2$$

Teplosměnná plochy vnějšího povrchu vlásenek vedlejšího svaz.

$$S_v = \frac{Q_{pT3}}{k_v \cdot \Delta t_v} \quad [m^2] \quad (6.42)$$

$$S_v = \frac{25992000}{558,4 \cdot 97,5}$$

$$S_v = 477 \text{ m}^2$$

22) Upřesněný výpočet délky trubek

Výpočet délky U trubek hlavního svazku.

$$S_h = l_h \cdot \pi \cdot d_2 \cdot n_h$$

$$l_h = \frac{S_h}{\pi \cdot d_2 \cdot n_h} \quad [m] \quad (6.43)$$

$$l_h = \frac{3789}{\pi \cdot 0,019 \cdot 1950}$$

$$l_h = 32,56 \text{ m}$$

$$l_{h/2} = 16,28 \text{ m}$$

Výpočet délky U trubek vedlejšího svazku.

$$S_v = l_v \cdot \pi \cdot d_2 \cdot n_v$$

$$l_v = \frac{S_v}{\pi \cdot d_2 \cdot n_v} \quad [\text{m}] \quad (6.44)$$

$$l_v = \frac{477}{\pi \cdot 0,019 \cdot 330}$$

$$l_v = 24,24 \text{ m}$$

$$l_{v/2} = 12,12 \text{ m}$$

Nyní bude následovat přepočet hodnot suchosti topné páry na výstupu z hlavního svazku a na ní závislé suchosti páry na vstupu do vedlejšího svazku. Tato suchost byla v prvotním výpočtu odhadnuta, protože uvnitř zařízení SPP nejsou žádné měřidla, tudíž nelze tyto hodnoty získat.

Proto při skutečném návrhu (přepočtu) budu vycházet z toho, že délka U trubic v hlavním svazku a svazku vedleším je přibližně stejná (liší se jen velikosti rádiusů U trubic) podle dokumentů získaných z JE Temelín. Navýším tedy ve stejném poměru počet hlavních a vedlejších trubek svazků. Zároveň musím zachovat optimální rychlosti páry, jak v U trubicích, tak přihřívané páry, což souvisí s volbou počtu trubek a jejich řad. To vše při dodržení požadovaného tepelný výkon SPP.

6.2 Přepočet

1) Výpočet hmotnostních toků

Výpočet hmotnostního toku kondenzátu na výstupu ze separátoru. (Obr. 6.6)

$$\dot{m}_o = (x_{s2} - x_{s1}) \cdot \dot{m}_{p1} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.45)$$

$$\dot{m}_o = (0,99 - 0,87) \cdot 700$$

$$\dot{m}_o = 84 \text{ kg/s}$$

Výpočet hmotnostního toku páry na výstupu ze separátoru.

$$\dot{m}_{p2} = \dot{m}_{p1} - \dot{m}_o \quad [\text{kg/s}] \quad (6.46)$$

$$\dot{m}_{p2} = 700 - 84$$

$$\dot{m}_{p2} = 616 \text{ kg/s}$$

Množství přehřívané páry na výstupu ze SPP.

$$\dot{m}_{p2} = \dot{m}_{p3} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.47)$$

Výpočet hmotnostního toku kondenzátu vystupujícího ven z hlavního svazku SPP.

Z literatury jsem se dočetl, že toto množství se pohybuje okolo 70% z přivedené topné páry u VVER 1000, stejně budu uvažovat u mého SPP pro VVER 1200. Budu předpokládat, že suchost kondenzátu je $x_{T2}=0$. [viz. 2 str. 80]

$$\dot{m}_{T2} = 0,7 \cdot \dot{m}_{T1} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.48)$$

$$\dot{m}_{T2} = 0,7 \cdot 95$$

$$\dot{m}_{T2} = 66,5 \text{ kg/s}$$

Hmotnostní tok páry pokračující do pomocného svazku.

$$\dot{m}_{T3} = 0,3 \cdot \dot{m}_{T1} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.49)$$

$$\dot{m}_{T3} = 0,3 \cdot 95$$

$$\dot{m}_{T3} = 28,5 \text{ kg/s}$$

Hmotnostní tok kondenzátu na výstupu z pomocného svazku.

$$\dot{m}_{T4} = \dot{m}_{T3} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.50)$$

Výstupní suchost kondenzátu je od 0,03-0,06 volím $x_{T4}=0,03$. Vycházím z literatury. [viz. 2 str. 80]

2) Výpočet teplot

Teplota kondenzátu ze separátoru.

$$t_o = 170 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplota páry za separátorem.

Z tlaku a suchosti páry za separátorem dostanu teplotu t_{p2} [viz. Příloha 2]

$$t_{p2} = 168,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplota ohřáté páry na výstupu ze SPP.

Jsem omezen maximální teplotou páry, která může jít na nízkotlakou turbínu a podtlakem v kondenzátoru. Zároveň vycházím z teploty v JE Temelín a volím teplotu o 8°C vyšší:

$$t_{p3} = 260 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplota topné páry na vstupu do hlavního svazku.

Ze suchosti páry $x_{T1}=1$ a zadaného tlaku $P_{T1}=7 \text{ MPa}$ vypočtu teplotu. [viz. Příloha 2]

$$t_{T1} = 285,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplota zkondenzované topné páry na výstupu z hlavního svazku.

Tuto teplotu volím o zhruba 15 °C menší než t_{T1} . Ve skutečnosti se na tuto teplotu dostáváme i u SPP jaderné elektrárny Temelín.

$$t_{T2} = 271^{\circ}\text{C}$$

Teplota páry vstupující z hlavního svazku do pomocného svazku.

Teplota páry a teplota kondenzátu je stejná, stejně je tomu i u parního bubnu na kotli s přirozenou cirkulací.

$$t_{T3} = 271 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplota výstupního kondenzátu z pomocného svazku.

$$t_{T4} = 271 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

3) Výpočet entalpií

Entalpie ohřívání páry na vstupu do separátoru.

Dostanu ji ze suchosti x_{s1} a teploty t_{p1} . [viz. Příloha 2]

$$i_{p1} = 2502 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie kondenzátu separátoru.

$$i_o = 719 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie ohřívání páry na výstupu ze separátoru.

Dostanu ji ze suchosti x_{s2} a teploty t_{p2} . [viz. Příloha 2]

$$i_{p2} = 2747 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie ohříváné páry na výstupu ze separátoru.

Dostanu ji z teploty t_{p3} a tlaku P_{p3} . [viz. Příloha 2]

$$i_{p3} = 2972 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie topné páry na vstupu do hlavního svazku.

Dostanu ji z teploty t_{T1} a suchosti $x_{T1}=1$ [viz. Příloha 2]

$$i_{T1} = 2772 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie výstupního kondenzátu z pomocného svazku, dostanu ji z teploty t_{T4} a suchosti $x_{T4}=0,03$.

$$i_{T4} = 1237 \text{ kJ/kg}$$

4) Celkový tepelný výkon na straně ohříváné páry:

$$Q_c = \dot{m}_{p2} \cdot (i_{p3} - i_{p2}) \quad [\text{kW}] \quad (6.51)$$

$$Q_c = 616 \cdot (2972 - 2747)$$

$$Q_c = 138600 \text{ kW}$$

5) Výpočet tlaků

Tlak kondenzátu na výstupu z hlavního svazku.

Dostanu z teploty t_{T2} a suchosti $x_{T2}=0$. [viz. Příloha 2]

$$P_{T2} = 5578 \text{ MPa}$$

Tlak topné páry na vstupu do pomocného svazku.

$$P_{T3} = 5578 \text{ MPa}$$

Tlak ohřáté a vysušené páry na výstupu z SPP.

Ztrátu v separátoru v rozmezí 0,01-0,02 MPa jako je tomu u SPP 1000 jaderné elektrárny Temelín, volím 0,02 MPa, ztráty v přihřívači pro výpočet entalpie jsou malé lze je zanedbat.

$$P_{p3} = 0,77 \text{ MPa}$$

Tlak kondenzátu ze separátoru.

$$P_0 = 0,79 \text{ MPa}$$

Tlak páry za separátorem.

$$P_{p2} = 0,77 \text{ MPa}$$

6) Entalpie topné páry na vstupu do pomocného svazku

Dostanu ji z teploty t_{T3} a suchosti $x_{T3}=0,81$ (přepočtená suchost).

$$i_{T3} = 2485 \text{ kJ/kg}$$

7) Výpočet entalpie ohřívání páry na výstupu z pomocného svazku

Tepelný výkon pomocného svazku topné páry.

$$Q_{PT3} = \dot{m}_{T3} \cdot (i_{T3} - i_{T4}) \quad [\text{kW}] \quad (6.52)$$

$$Q_{PT3} = 28,5 \cdot (2485 - 1237)$$

$$Q_{PT3} = 35568 \text{ kW}$$

Tepelný výkon pomocného svazku topné páry se rovná tepelnému výkonu na straně ohřívání páry. Přitom zanedbávám tepelné ztráty do okolí.

$$Q_{PT3} = Q_{Pp2} \quad [\text{kW}] \quad (6.53)$$

Výpočet entalpie ohřívání páry na výstupu z pomocného svazku z tepelného výkonu na straně ohřívání páry.

$$Q_{Pp2} = \dot{m}_{p2} \cdot (i_{p22} - i_{p2})$$

$$i_{p22} = \frac{Q_{Pp2}}{\dot{m}_{p2}} + i_{p2} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (6.54)$$

$$i_{p22} = \frac{35568}{616} + 2747$$

$$i_{p22} = 2804,7 \text{ kJ/kg}$$

8) Teplota ohřívání páry na výstupu z pomocného svazku

Teplotu vypočítám z entalpie i_{p22} a tlaku $P_{p22}=P_{p2}$. [viz. Příloha 2]:

$$t_{p22} = 184,5 \text{ °C}$$

9) Tepelný výkon hlavního svazku topné páry

$$Q_h = Q_c - Q_{pT3} \quad [\text{kW}] \quad (6.55)$$

$$Q_h = 138600 - 35568$$

$$Q_h = 103032 \text{ kW}$$

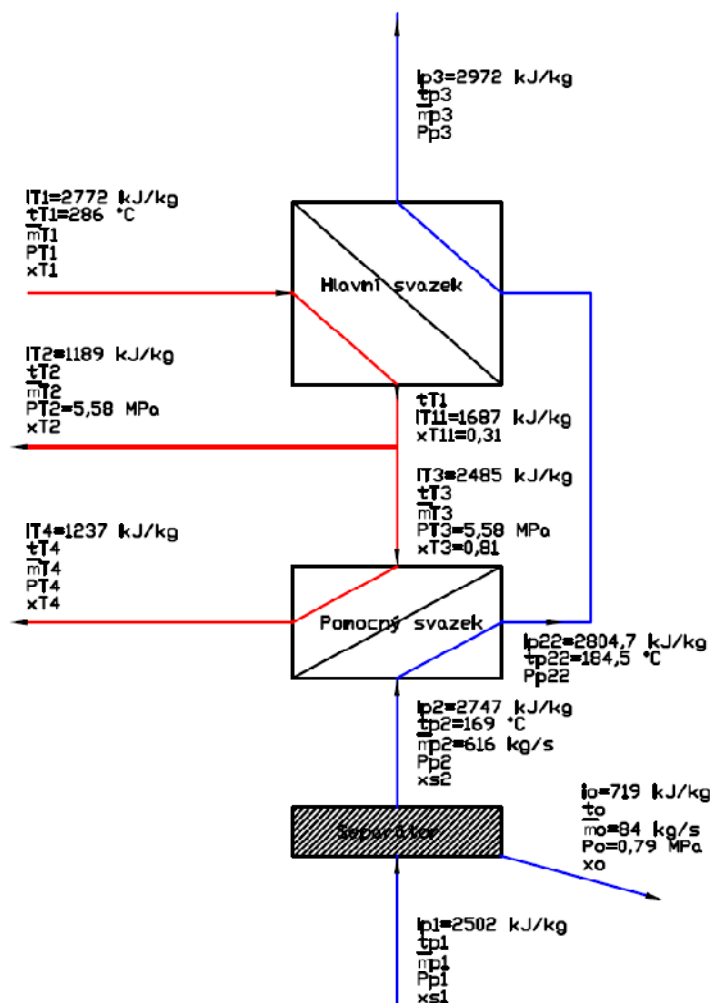
$$Q_h = \dot{m}_{T1} \cdot (i_{T1} - i_{T11})$$

10) Výpočet entalpie topné páry na výstupu z hlavního svazku

$$i_{T11} = -\frac{Q_h}{\dot{m}_{T1}} + i_{T1} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (6.56)$$

$$i_{T11} = -\frac{103032}{95} + 2772$$

$$i_{T11} = 1687,5 \text{ kJ/kg}$$



Obrázek 6.6 Schéma SPP – výsledné hodnoty (přepočten)

11) Výpočet rychlosti a druhu proudění

Výpočet střední rychlosti topné páry v trubkách hlavního přihřívače.

$$w_{h,T} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{T1} \cdot v_{stf,h,T}}{\pi \cdot d_1^2 \cdot n_h} \quad [\text{m/s}] \quad (6.57)$$

$$w_{h,T} = \frac{4 \cdot 95 \cdot 0,0196}{\pi \cdot 0,016^2 \cdot 2160}$$

$$w_{h,T} = 4,29 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Střední měrný objem topné páry v hlavním svazku $v_{stř,h,T}=0,0196 \text{ m}^3/\text{kg}$ vypočítám z teploty t_{T1} a t_{T11} a suchosti x_{T1} a x_{T11} . [viz. Příloha 2]

Vnitřní průměr vlásenek $d_1=0,016 \text{ m}$.

Volím počet vlásenek v hlavním svazku (přibližně $1,5 \cdot \text{Temelín}$) $n_h=2160$.

Výpočet střední rychlosti topné páry v trubkách pomocného přehříváku

$$w_{v,T} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{T3} \cdot v_{stř,v,T}}{\pi \cdot d_1^2 \cdot n_v} \quad [\text{m/s}] \quad (6.58)$$

$$w_{v,T} = \frac{4 \cdot 28,5 \cdot 0,0155}{\pi \cdot 0,016^2 \cdot 408}$$

$$w_{v,T} = 5,39 \text{ m/s}$$

Střední měrný objem topné páry v pomocném svazku $v_{stř,v,T}=0,0155 \text{ m}^3/\text{kg}$ vypočítám z teploty t_{T3} a t_{T4} a suchosti x_{T3} a x_{T4} . [viz. Příloha 2].

Volím počet vlásenek v pomocném svazku (přibližně $1,5 \cdot \text{Temelín}$) $n_v=408$.

Výpočet střední rychlosti přehřívané páry v přehříváku.

$$w_p = \frac{\dot{m}_{p2} \cdot v_{stř,p}}{\frac{s_1}{c} \cdot a} \quad [\text{m/s}] \quad (6.59)$$

$$w_p = \frac{616 \cdot 0,2791}{\frac{1,649}{1,951} \cdot 12,15}$$

$$w_p = 16,76 \text{ m/s}$$

Střední měrný objem přehřívané páry v přehříváči $v_{stř,p}=0,2791 \text{ m}^3/\text{kg}$ vypočítám z teploty t_{p2} a t_{p3} a suchosti x_{s2} a P_{p3} . [viz. Příloha 2].

12) Výpočet ploch mezi trubkami, kanálu a čelní plochy trubek

Plocha mezi trubkami.

Celkový počet vlásenek.

$$n_c=2568 [1]$$

Tloušťka stěny vlásenek $t=0,0015 \text{ m}$.

Délka kanálu $a=12,15 \text{ m}$.

Výška kanálu $c=1,951 \text{ m}$.

Šířka kanálu $b=1,218$ m.

$$S_{1m} = S_o - S_v \cdot n_c \quad [m^2] \quad (6.60)$$

$$S_{1m} = 2,38 - 0,0002835 \cdot 2568$$

$$S_{1m} = 1,6474 \text{ m}^2$$

Výpočet obsahu obdélníkového průřezu kanálu.

$$S_o = c \cdot b \quad [m^2] \quad (6.61)$$

$$S_o = 1,951 \cdot 1,218$$

$$S_o = 2,3755 \text{ m}^2$$

Výpočet čelní plochy trubky.

$$S_v = \frac{\pi \cdot (d_1 + t)^2}{4} \quad [m^2] \quad (6.62)$$

$$S_v = \frac{\pi \cdot (0,016 + 2 \cdot 0,0015)^2}{4}$$

$$S_v = 0,0002835 \text{ m}^2$$

13) Výpočet hydraulického průměru

Výpočet hydraulického průměru hlav. svazku.

$$d_{hh} = \frac{4 \cdot S_h}{O_h} \quad [m] \quad (6.63)$$

$$d_{hh} = \frac{4 \cdot 50,74}{1705,9}$$

$$d_{hh} = 0,1188 \text{ m}$$

Výpočet hydraulického průměru vedl. svazku.

$$d_{hv} = \frac{4 \cdot S_v}{O_v} \quad [m] \quad (6.64)$$

$$d_{hv} = \frac{4 \cdot 44,65}{1501,3}$$

$$d_{hv} = 0,1188 \text{ m}$$

14) Vnější plocha rozvinutých trubek

Vnější plocha rozvinutých trubek hlav. svazku.

Počet trubek vedle sebe v hl. svazku je 54.

Počet trubek vedle sebe v vedl. svazku je 48.

V závislosti na počtu vlásenek navrhuji délka kanálu $a=12,15$ m.

Vnější obvod trubky e .

V závislosti na počtu vlásenek navrhuji šířka kanálu $b=1,218$ m.

Vnější průměr trubky byl zvolen jako u JETE $d_2=0,0019$ m.

Počet řad hl. svazku vedle sebe ve směru přihřívání páry $\dot{r}_h=54$.

Počet řad vedl. svazku vedle sebe ve směru přihřívání páry $\dot{r}_v=48$.

$$S_h = e \cdot a \cdot \dot{r}_h \quad [\text{m}^2] \quad (6.65)$$

$$S_h = \pi \cdot d_2 \cdot a \cdot 54$$

$$S_h = \pi \cdot 0,0019 \cdot 12,15 \cdot 54$$

$$S_h = 39,1628 \text{ m}^2$$

Vnější plocha rozvinutých trubek vedl. svazku.

$$S_v = e \cdot a \cdot \dot{r}_v \quad [\text{m}^2] \quad (6.66)$$

$$S_v = \pi \cdot d_2 \cdot a \cdot 50$$

$$S_v = \pi \cdot 0,0019 \cdot 12,15 \cdot 48$$

$$S_v = 34,8114 \text{ m}^2$$

15) Obvod trubek

Obvod rozvinutých trubek hlav. svazku.

$$O_h = 2 \cdot (e + a) \cdot \dot{r}_h \quad [\text{m}] \quad (6.67)$$

$$O_h = 2 \cdot (\pi \cdot d_2 + 12,15) \cdot \dot{r}_h$$

$$O_h = 2 \cdot (\pi \cdot 0,0019 + 12,15) \cdot 54$$

$$O_h = 1318,647 \text{ m}$$

Obvod rozvinutých trubek vedl. svazku.

$$O_v = 2 \cdot (e + a) \cdot \dot{r}_v \quad [\text{m}] \quad (6.68)$$

$$O_v = 2 \cdot (\pi \cdot d_2 + 12,15) \cdot \dot{r}_v$$

$$O_v = 2 \cdot (\pi \cdot 0,0019 + 12,15) \cdot 48$$

$$O_v = 1172,13 \text{ m}$$

16) Výpočet Reynoldsova č.

Výpočet Reynoldsova č. na straně přehřívání páry v hlav. svaz.

Střední teplota přehřívání páry v hlavním svazku $t_{stph}=222,2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Viskozita při střední teplotě přehřívání páry $222,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ je $\nu_{ph}=0,00001691\text{ m}^2/\text{s}$. [viz. Příloha 2].

$$Re_h = \frac{w_p \cdot d_{hh}}{\nu_{ph}} \quad [1] \quad (6.69)$$

$$Re_h = \frac{16,76 \cdot 0,118796}{0,00001691}$$

$$Re_h = 117726,58 [1]$$

Výpočet Reynoldsova č. na straně přehřívání páry ve vedl. svaz.

Střední teplota přehřívání páry ve vedl. svaz. $t_{stpv}=176,7\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Viskozita při střední teplotě přehřívání páry $176,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ je $\nu_{pv}=0,00001497\text{ m}^2/\text{s}$. [viz. Příloha 2].

$$Re_v = \frac{w_p \cdot d_{hv}}{\nu_{pv}} \quad [1] \quad (6.70)$$

$$Re_v = \frac{16,76 \cdot 0,118796}{0,00001497}$$

$$Re_v = 132983,07 [1]$$

Jde o vynucenou konvekci při obtékání tělesa a proudění kolmo na svazek trubek. [viz. 7 str. 29] Jedná se o vyvinuté turbulentní proudění. Proto můžete použít rovnice, které platí pro $Re=10^3-10^5$. Problémy by byly pouze u přechodového proudění a to v tomto případě nepřichází v úvahu.

17) Výpočet Nusseltova kritéria

$$Nu = c \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i \quad [1]$$

Pro trubky uspořádané střídavě [viz. 7 str. 29]

Platí konstanty:

$$c=0,41 [1]; n=0,6 [1]$$

Rozměry roztečí trubek:

$$S_1=22,3\text{ mm}$$

$$S_2=18,5\text{ mm}$$

Součinitel vyjadřující vliv roztečí [viz. 7 str. 29].

$$\varepsilon_s = S_1/S_2 < 2$$

$$\varepsilon_s = (S_1/S_2)^{1/6} = 1,032 \text{ [1]}$$

Součinitel vyjadřující vliv první a druhé řady ε_i , tyto součinitele jsou zahrnuty až ve výpočtu alfa střední.

Pro první řadu $\varepsilon_i = 0,6 \text{ [1]}$

Pro druhou řadu $\varepsilon_i = 0,7 \text{ [1]}$

Prandtlovo č. pro střední teplotu přih. páry vedl. svazku. [viz. Příloha 2]

Střední teplota přih. páry vedl. svazku $t_{stpv} = 176,7 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$Pr_v = 1,029 \text{ [1]}$$

Prandtlovo č. pro střední teplotu přih. páry hlav. svazku. [viz. Příloha 2]

Střední teplota přih. páry hlav. svazku $t_{stph} = 222,2 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$Pr_h = 0,9897 \text{ [1]}$$

Nuseltovo kritérium vedlejšího svazku.

$$Nu_{v1} = c \cdot Re_v^n \cdot Pr_v^{0,33} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i \quad [1] \quad (6.71)$$

$$Nu_{v1} = 0,41 \cdot 132983,07^{0,6} \cdot 1,029^{0,33} \cdot 1,032 \cdot 1$$

$$Nu_{v1} = 506,618 \text{ [1]}$$

Nuseltovo kritérium hlavního svazku.

$$Nu_{h1} = c \cdot Re_h^n \cdot Pr_h^{0,33} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i \quad [1] \quad (6.72)$$

$$Nu_{h1} = 0,41 \cdot 117726,58^{0,6} \cdot 0,9897^{0,33} \cdot 1,032 \cdot 1$$

$$Nu_{h1} = 464,887 \text{ [1]}$$

18) Výpočet středního součinitele přestupu

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně přihřívané páry v pomocném svazku:

Tepelná vodivost páry hlavního svazku [viz. Příloha 2] $\lambda_h = 0,03759 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$.

Tepelná vodivost páry vedlejšího svazku [viz. Příloha 2] $\lambda_v = 0,03479 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_2}{\lambda} \Rightarrow \alpha = \frac{(Nu \cdot \lambda)}{d_2}$$

$$\alpha_v = \frac{(Nu_{v1} \cdot \lambda_v)}{d_2} \quad [\text{W/m} \cdot \text{K}] \quad (6.73)$$

$$\alpha_v = \frac{(506,6 \cdot 0,03479)}{0,019}$$

$$\alpha_v = 927,645 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$$

$$\alpha_h = \frac{(Nu_{h1} \cdot \lambda_h)}{d_2} \quad [\text{W/m} \cdot \text{K}] \quad (6.74)$$

$$\alpha_h = \frac{(464,9 \cdot 0,03759)}{0,019}$$

$$\alpha_h = 919,741 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$$

Střední součinitel přestupu tepla.

$n_{f,v}$ počet řad trubek vedl. svaku nad sebou ve směru přihřívání páry.

$$n_{f,v}=17 \text{ [1]}$$

$n_{f,h}$ počet řad trubek hlav. svaku nad sebou ve směru přihřívání páry.

$$n_{f,h}=80 \text{ [1]}$$

Střední součinitel přestupu tepla vedl. svazku.

$$\alpha_{st,v} = \frac{0,6 \cdot \alpha_v + 0,7 \cdot \alpha_v + \alpha_v \cdot (n_{f,v} - 2)}{n_{f,v}} \quad [\text{W/m} \cdot \text{K}] \quad (6.75)$$

$$\alpha_{st,v} = \frac{0,6 \cdot 927,6 + 0,7 \cdot 927,6 + 927,6 \cdot (17 - 2)}{17}$$

$$\alpha_{st,v} = 889,4 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$$

Střední součinitel přestupu tepla hlav. svazku.

$$\alpha_{st,h} = \frac{0,6 \cdot \alpha_h + 0,6 \cdot \alpha_h + 0,7 \cdot \alpha_h + 0,7 \cdot \alpha_h + \alpha_h \cdot (n_{f,h} - 4)}{n_{f,h}} \quad [\text{W/m} \cdot \text{K}] \quad (6.76)$$

$$\alpha_{st,h} = \frac{0,6 \cdot 919,7 + 0,6 \cdot 919,7 + 0,7 \cdot 919,7 + 0,7 \cdot 919,7 + 919,7 \cdot (80 - 4)}{80}$$

$$\alpha_{st,h} = 903,6 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně topné páry:

$$\alpha_T = 10500 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

Tento souč. je velmi obtížné vypočítat, protože jde o kondenzaci páry uvnitř vodorovných trubek, které jsou příčně obtékány ohřívající parou. Z ruské liter. byla získána hodnota $10500 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$. [9]

19) Součinitel prostupu tepla [viz. 10]

Tepelná vodivost oceli třídy 15313 [viz. 10]

V přepočtu nahrazuji vztah pro výpočet součinitele prostupu tepla přesnějším vztahem, který byl použit v [10].

Součinitel prostupu tepla hlavního svazku

Volím 1mm nánosů CaCO_3 na stěně vlásenky zevnitř, tato vrstva se bude měnit v závislosti na dobu provozu zařízení. Velikost tvorby vodního kamene je minimální a nánosy vlivem upravené vody skoro nevznikají. Toto snížení prostupu tepla lze vyrovnat hydraulickými ztrátami páry uvnitř potrubí, které nebyly do výpočtu zapracovány.

$$d_n = d_1 - 2 \text{ mm}$$

$$d_n = 16 - 2 = 0,014 \text{ m}$$

Tepelná vodivost λ_n CaCO_3 v rozmezí (1,4 - 3), volím 2,25 W/(m . K). [19, 20]

Tepelná vodivost λ_o oceli 15313 je 36 W/(m . K). [10]

$$k_h = \frac{1}{\frac{d_2}{d_n \cdot \alpha_T} + \frac{d_1}{2 \cdot \lambda_n} \cdot \ln \frac{d_1}{d_n} + \frac{d_2}{2 \cdot \alpha_o} + \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{st,h}}} \quad [\text{W/m} \cdot \text{K}] \quad (6.77)$$

$$k_h = \frac{1}{\frac{0,019}{0,014 \cdot 10500} + \frac{0,016}{2 \cdot 2,25} \cdot \ln \frac{0,016}{0,014} + \frac{0,019}{2 \cdot 36} + \ln \frac{0,019}{0,016} + \frac{1}{903,6}}$$

$$k_h = 569,474 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$$

Součinitel prostupu tepla vedlejšího svazku.

$$k_v = \frac{1}{\frac{d_2}{d_n \cdot \alpha_T} + \frac{d_1}{2 \cdot \lambda_n} \cdot \ln \frac{d_1}{d_n} + \frac{d_2}{2 \cdot \alpha_o} + \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{st,v}}} \quad [\text{W/m} \cdot \text{K}] \quad (6.78)$$

$$k_v = \frac{1}{\frac{0,019}{0,014 \cdot 10500} + \frac{0,016}{2 \cdot 2,25} \cdot \ln \frac{0,016}{0,014} + \frac{0,019}{2 \cdot 36} + \ln \frac{0,019}{0,016} + \frac{1}{889,4}}$$

$$k_v = 563,802 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$$

20) Stanovení středního logaritmického spádu

Výpočet logaritmické teploty hlavního svazku.

Rozdíl teplot topného média na konci a ohřívajícího na začátku.

$$\Delta t'_h = t_{T2} - t_{p22} \quad [\text{K}] \quad (6.79)$$

$$\Delta t'_h = 270,9 - 184,5$$

$$\Delta t'_h = 86,4 \text{ K}$$

Rozdíl teplot topného média na začátku a ohřívaného na konci.

$$\Delta t_h'' = t_{T1} - t_{p3} \quad [K] \quad (6.80)$$

$$\Delta t_h'' = 285,9 - 260$$

$$\Delta t_h'' = 25,9 \text{ K}$$

Stanovení středního logaritmického spádu hlav. svazku.

Výpočet logaritmické teploty vedlejšího svazku.

Rozdíl teplot topného média na konci a ohřívaného na začátku.

$$\Delta t_v' = t_{T4} - t_{p2} \quad [K] \quad (6.82)$$

$$\Delta t_v' = 270,9 - 168,8$$

$$\Delta t_v' = 102,1 \text{ K}$$

Rozdíl teplot topného média na začátku a ohřívaného na konci.

$$\Delta t_v'' = t_{T3} - t_{p22} \quad [K] \quad (6.83)$$

$$\Delta t_v'' = 270,9 - 184,5$$

$$\Delta t_v'' = 86,4 \text{ K}$$

Stanovení středního logaritmického spádu vedl. svazku.

$$\Delta t_v = \frac{\Delta t_v' - \Delta t_v''}{\ln \frac{\Delta t_v'}{\Delta t_v''}} \quad [K] \quad (6.84)$$

$$\Delta t_v = \frac{102,1 - 86,4}{\ln \frac{102,1}{86,4}}$$

$$\Delta t_v = 94 \text{ K}$$

21) Určení velikosti teplosměnné plochy vnějšího povrchu vlásenek

$$k = \frac{Q}{S * \Delta t_{ln}}$$

Teplosměnná plochy vnějšího povrchu vlásenek hlavního svaz.

$$S_h = \frac{Q_h}{k_h * \Delta t_h} \quad [m^2] \quad (6.85)$$

$$S_h = \frac{103032000}{569,5 * 50,2}$$

$$S_h = 3603 \text{ m}^2$$

Teplosměnná plochy vnějšího povrchu vlásenek vedlejšího svaz.

$$S_v = \frac{Q_{pT3}}{k_v \cdot \Delta t_v} \quad [m^2] \quad (6.86)$$

$$S_v = \frac{35568000}{563,8 \cdot 94}$$

$$S_v = 671 \text{ m}^2$$

22) Výpočet délky trubek

Výpočet délky U trubek hlavního svazku.

$$S_h = l_h \cdot \pi \cdot d_2 \cdot n_h$$

$$l_h = \frac{S_h}{\pi \cdot d_2 \cdot n_h} \quad [m] \quad (6.87)$$

$$l_h = \frac{3603}{\pi \cdot 0,019 \cdot 2160}$$

$$l_h = 27,94 \text{ m}$$

$$l_{h/2} = 13,97 \text{ m}$$

Výpočet délky U trubek vedlejšího svazku

$$S_v = l_v \cdot \pi \cdot d_2 \cdot n_v$$

$$l_v = \frac{S_v}{\pi \cdot d_2 \cdot n_v} \quad [m] \quad (6.88)$$

$$l_v = \frac{671}{\pi \cdot 0,019 \cdot 408}$$

$$l_v = 27,55 \text{ m}$$

$$l_{v/2} = 13,77 \text{ m}$$

Souhrn výpočtu:

V prvním kroku byla sestavena tepelná bilance SPP ze zadaných hodnot a dopočtem hodnot zbývajících. V přepočtu byla zvolena optimální suchost páry na výstupu z hlavního svazku a na vstupu do vedlejšího svazku.

Při optimalizaci suchosti vycházím z toho, že délka U trubek v hlavním svazku a svazku vedlejším je přibližně stejná (liší se jen velikosti rádiusů U trubek) podle dokumentů získaných z JE Temelín. Navýším tedy ve stejném poměru počet hlavních a vedlejších trubek svazků. Zároveň musím zachovat optimální rychlosti páry jak

v U trubicích, tak přehřívání páry [8], což souvisí s volbou počtu trubek a jejich řad. To vše při dodržení požadovaného tepelného výkonu SPP.

Výsledky:

Výpočet střední rychlosti topné páry v trubkách hlavního přehříváku $w_{h,t}=4,29$ m/s.

Výpočet střední rychlosti topné páry v trubkách pomocného přehříváku $w_p=16,76$ m/s.

Výpočet střední rychlosti přehřívání páry v přehříváku $w_{v,T}=5,39$ m/s.

Celkový počet vlásenek $n_c=2280$ z toho hlavní svazek: 54×40 a vedlejší svazek: 24×17 .

Při výpočtu Reynoldsova č. jde o vynucenou konvekci při obtékání tělesa a proudění kolmo na svazek trubek. Jedná se o vyvinuté turbulentní proudění. Proto můžete použít rovnice, které platí pro $Re=103-105$. Problémy by byly pouze u přechodového proudění a to v tomto případě nepřichází v úvahu.

Výpočet Reynoldsova č. na straně přehřívání páry v hlav. svaz. $Re_h=81558$ [1],
výpočet Reynoldsova č. na straně přehřívání páry ve vedl. svaz. $Re_v=92227$ [1]

Součinitel přestupu tepla na straně topné páry byl zvolen $\alpha_T=10500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

Výpočet tohoto souč. je velmi obtížný vzhledem k tomu, že se jedná o kondenzaci páry uvnitř vodorovných U trubic s kolmým směrem proudění obtékající páry. [9]

Výpočet středního součinitele přestupu tepla vedl. svazku vyšel $\alpha_{st,v}=889,4 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
a střední součinitel přestupu tepla hlav. svazku $\alpha_{st,h}=903,6 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$.

Při výpočtu součinitele prostupu tepla, byl brán v úvahu vliv nánosů CaCO_3 na stěně vlásenky zevnitř, tato vrstva se bude měnit v závislosti na dobu provozu zařízení, uvažovaná tloušťka pro výpočet 1mm.

Součinitel prostupu tepla hlavního svazku $k_h=569,47 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$

Součinitel prostupu tepla vedlejšího svazku $k_v=563,8 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$

Výpočet logaritmické teploty hlavního svazku $\Delta t_h=50,2 \text{ K}$

výpočet logaritmické teploty vedlejšího svazku $\Delta t_v=94$ K

Určení velikosti teplosměnné plochy vnějšího povrchu vlásenek hlavního svaz. $S_h=3603 \text{ m}^2$ a teplosměnná plochy vnějšího povrchu vlásenek vedlejšího svaz. $S_v=671 \text{ m}^2$

Výpočet délky U trubek hlavního svazku $l_h/2=13,97$ m a výpočet délky U trubek vedlejšího svazku $l_v/2=13,77$ m.

Délky vlásenek JET VVER 1000 pro SPP a mého SPP pro VVER 1200 se liší přibližně o 200 mm, tudíž byla zachována délka. Celkový počet vlásenek vzrostl z 1656 na 2568 z toho vyplývá zvětšení průměru SPP.

6.3 Výpočet hydraulických ztrát v ohřívané páře

1) Celkové hydraulické ztráty [6]

$$\Delta p_z = \Delta p_1 \cdot x_3 \cdot x_4 (n + 1) \quad [\text{Pa}]$$

Hydraulické ztráty v hlavním svazku.

$$\Delta p_{hz} = \Delta p_1 \cdot x_3 \cdot x_4 (n_h + 1) \quad [\text{Pa}] \quad (6.89)$$

$$\Delta p_{hz} = 24 \cdot 1,46 \cdot 1,3 \cdot (2160 + 1)$$

$$\Delta p_{hz} = 98437 \text{ Pa}$$

Hydraulické ztráty ve vedleším svazku.

$$\Delta p_{vz} = \Delta p_1 \cdot x_3 \cdot x_4 (n_v + 1) \quad [\text{Pa}] \quad (6.90)$$

$$\Delta p_{vz} = 24 \cdot 1,56 \cdot 1,3 \cdot (408 + 1)$$

$$\Delta p_{vz} = 19906 \text{ Pa}$$

Celkové hydraulické ztráty svazku.

$$\Delta p_z = \Delta p_{hz} + \Delta p_{vz} \quad [\text{Pa}] \quad (6.91)$$

$$\Delta p_z = 118344 \text{ Pa}$$

$$S1/d2=1,17 \text{ mm}$$

$$S2/d2=0,97 \text{ mm}$$

$$n_v=408 [1]$$

$$n_h=2160 [1]$$

Kde hodnoty Δp_1 , x_3 a x_4 jsou odečteny z grafu [Příloha č.1]. Osy grafu jsou tvořeny roztečemi příčnými S_1/d_2 a podélnými S_2/d_2 . Teplotní součinitel x_4 na průměrné teplotě ohřívání páry t_p a průměrné teplotě stěny t_s . Jako další hodnota potřebná pro výpočet se uvádí střední rychlost přehřívání páry v přehříváku. [viz. 6 str. 689].

Na základě vypočtených hydraulických ztrát by následoval přepočet SPP a jeho entalpií, tento přepočet v DP nedělám.

7 Pevnostní výpočet - analýza napětí

Cílem tohoto výpočtu je určení zatížení součásti (tlakové a deformační) plus jejich max. hodnoty, dále posouzení bezpečnosti vzhledem k použitému materiálu. Jako model jsem použil SPP, který jsem zhotovil v programu SW, který jsem musel pro tyto účely značně zjednodušit z důvodu nedostatečné paměti školních počítačů. Byly proto použity pouze největší nátrubky na dílech, u nichž se předpokládá největší namáhání. U pláště SPP je zatěžována pouze polovina symetrické součásti. Veškeré rozměry zatěžovaných součástí jsou uvedeny ve výkresové dokumentaci. [Výkres č. 1, Výkres č. 2, Výkres č. 3, Výkres č. 4]

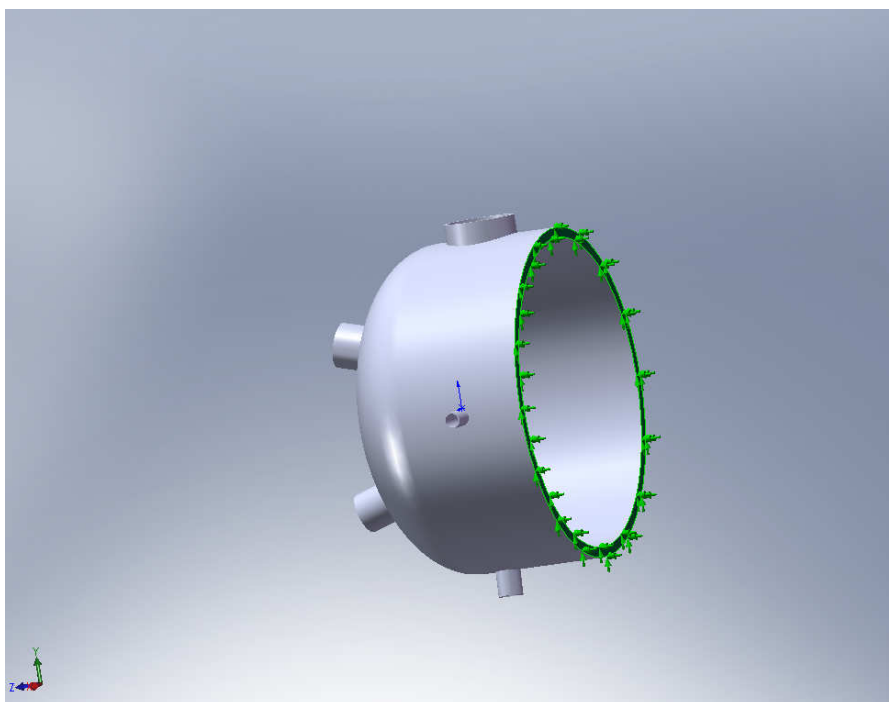
Pomocí programu COSMOSXpress jsem získal informace o průběhu deformace při zatížení tlakem na jednotlivé části modelu. Tento program se používá především pro počáteční návrh, k odhadu deformace.

7.1 Kulový díl

Řešil jsem celkové posunutí a napětí redukované dle hypotézy HMM (von Mises). Jako okrajové podmínky jsem zvolil tlakové zatížení vnitřku kulového dílu i s nátrubky a vazby v ploše a symetrii.

Zadní část kulového dílu byla uchycena pevně, jedná se o plochu 1, která přijde svařit s trubkovnicí (tloušťka válcové části klenutého dna). (Obr. 7.1) Tato část zařízení je zatěžována zkušebním tlakem 8 MPa. Tento tlak se volí podle tlaku, při kterých se otevrou pojišťovací ventily, plus se k tomu připočtou ztráty v potrubí a místní ztráty. Tlak působí ve směru kolmém k vybraným plochám. Zatížení tlakem je stejnoměrné na všechny

zatěžované plochy a je konstantní. Tento program počítá s tím, že v průběhu nárůstu tlaku dochází k lineární deformaci materiálu.



Obrázek 7.1 Okrajové podmínky (Plocha 1).

Materiál

Pro materiál slitina je Youngův modul pružnosti 190000 MPa a mez kluzu 241 MPa. Typ modelu materiálu: Lineární elastický izotropní. (Tab. 1 a tab. 2)

Název dílu	Materiál	Hmotnost	Objem
Kulový díl	Slitina	8681,7 [kg]	1,1893 [m ³]

Tabulka 1 Materiál klenutého dna.

Název vlastnosti	Hodnota	Jednotky
Modul pružnosti	190000	[MPa]
Poissonova konstanta	0,26	[1]
Hustota	7300	[kg/m ³]
Mez kluzu	241	[MPa]

Tabulka 2 Vlastnosti materiálu klenutého dna.

Tvorba sítě

Při tvorbě sítě dochází k rozdělení dílu na menší pravidelné části (elementy) u ploch - skořepin obvykle obdélníkového nebo trojúhelníkového tvaru, vrcholech jsou uzly (ve 3D uzlů u skořepinových elementů 6 stupňů volnosti), uzly „spojují“ jednotlivé elementy – elementy nejsou spojeny v celé styčné hraně, ale pouze v uzlech. Co se týče počtu elementů, obvykle je to tak, že čím máme hustší síť, tím jsou výsledky přesnější. Zároveň se zvyšují nároky na výkonnost procesoru počítače. (Tab. 3) [15,16,17]

Typ sítě	Objemová síť
Použitá síť	Základní
Velikost elementu	52,974 [mm]
Počet elementů	67703 [1]
Počet uzlů	115507 [1]

Tabulka 3 Tvorba sítě klenutého dna.

7.1.1 Výsledky zatížení klenutého dna

Při zatížení tlakem 8 MPa a daném uchycení vyšel minimální koeficient bezpečnosti 1,1 tzn., že za daných podmínek nedojde k selhání. Výsledky napětí a celkového posunutí součásti uvedeno v Tab. 4 a Tab. 5 a graficky jsou znázorněny na Obr. 7.2 a Obr. 7.3.

Napětí

Typ	Min	Umístění	Max	Umístění
Napětí dle von Mises	2,946 [MPa]	-639,773 [mm], -1129,95 [mm], 33,6116 [mm]	348,483 [MPa]	-0,0973612 [mm], 1220 [mm], -639,5 [mm]

Tabulka 4 Maximální a minimální napětí klenutého dna.

Celkové posunutí

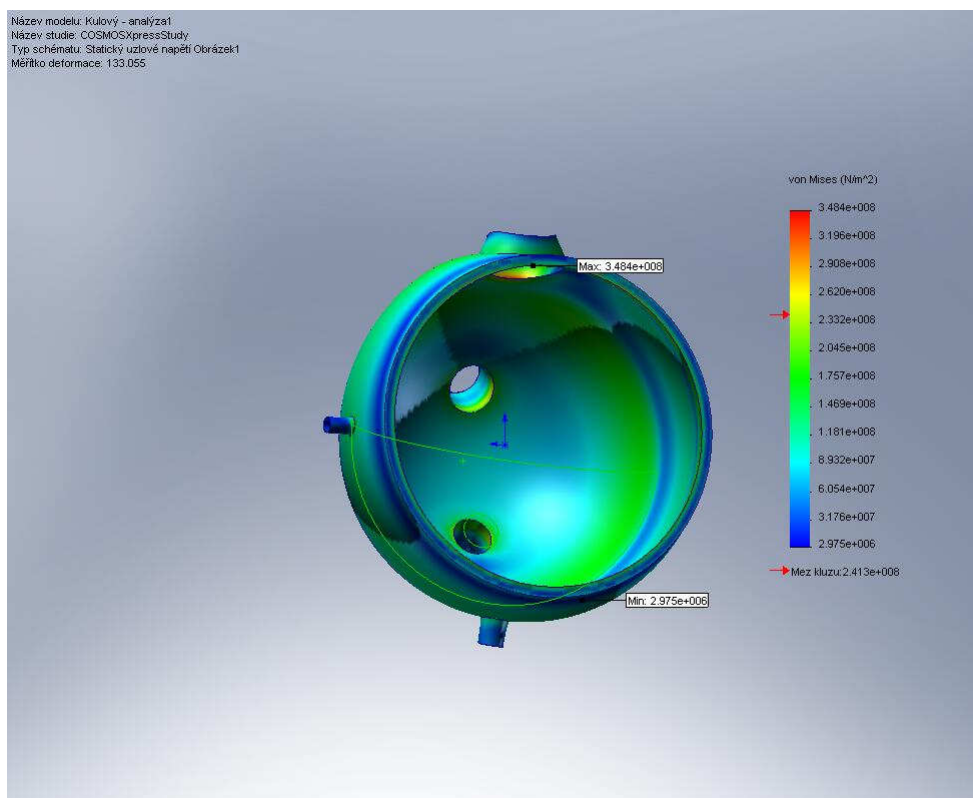
Typ	Min	Umístění	Max	Umístění
Výsledný posun	0 [mm]	610 [mm], -1056,55 [mm], -1000 [mm]	2,2129 [mm]	-1,39389e-013 [mm], -1,46504e-014 [mm], 620 [mm]

Tabulka 5 Maximální a minimální posunutí klenutého dna.

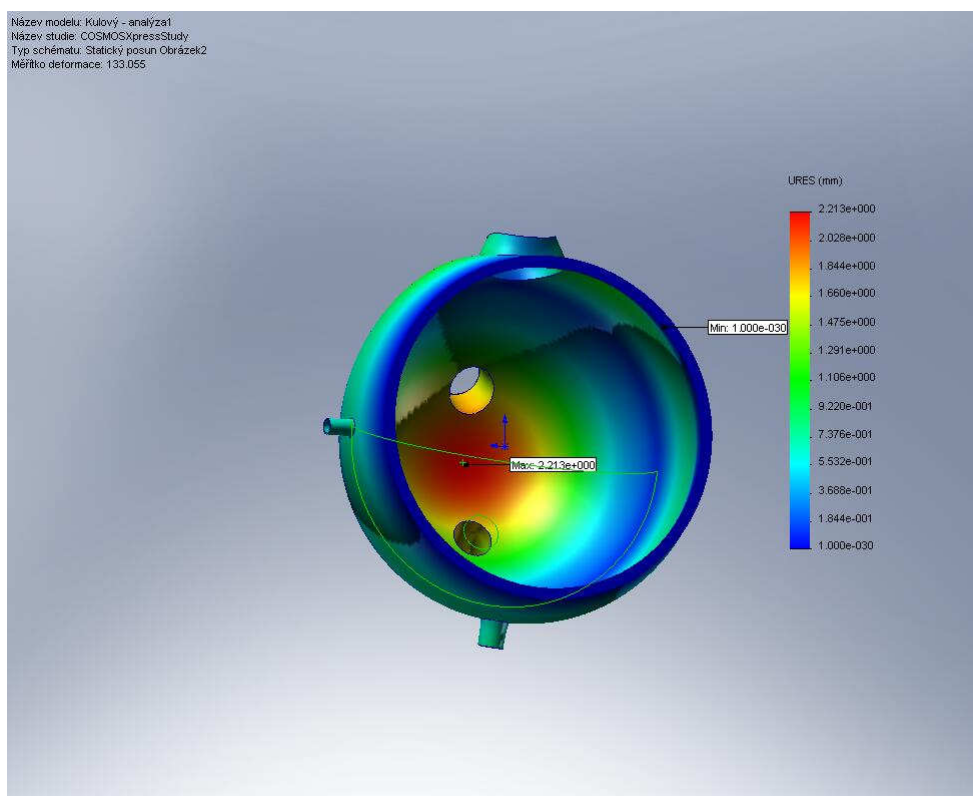
Předpoklad linearity - při výpočtu se řídíme Hookovým zákonem, a zároveň je splněno, že největší posun, který vznikne při zatížení, je nepatrný oproti největšímu rozměru dílu.

Předpoklad pružnosti - pokud jde o pružnou deformaci, tak se součást vrátí do prvotního stavu, při odebrání namáhání bez jakýchkoliv deformací a následků. (pro lineární analýzu)

Statické předpoklady - nedochází k rázovému zatížení, součást je zatěžována postupně dostatečně nízkou rychlostí. [14,15,16,17]

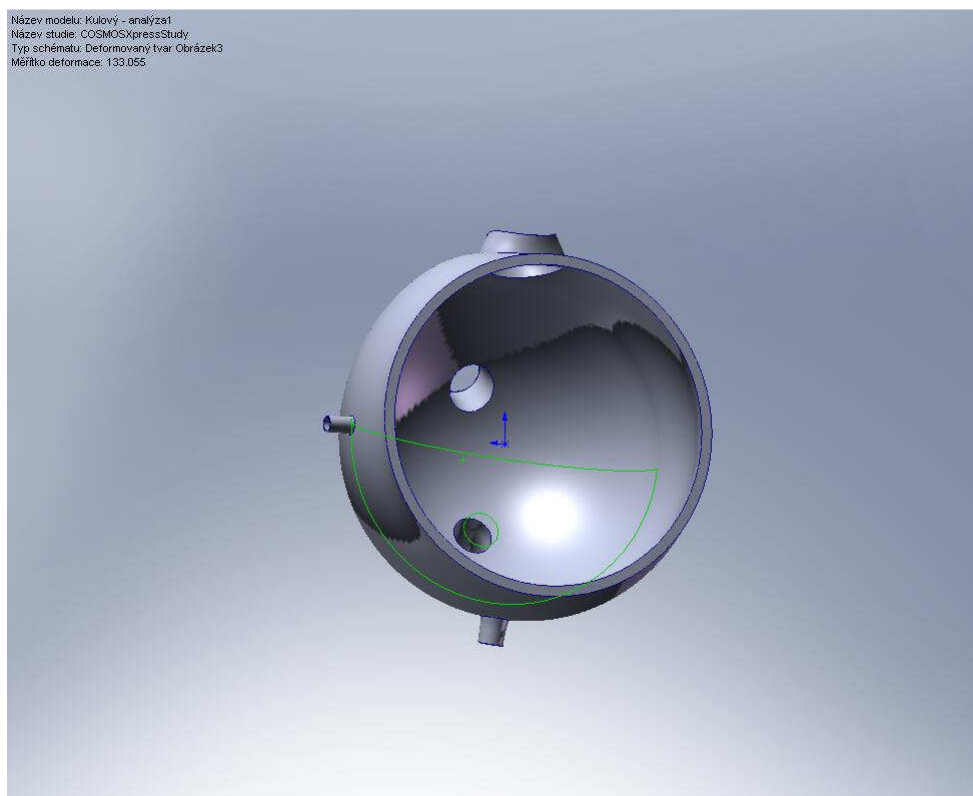


Obrázek 7.2 Statické uzlové napětí kulového dílu.



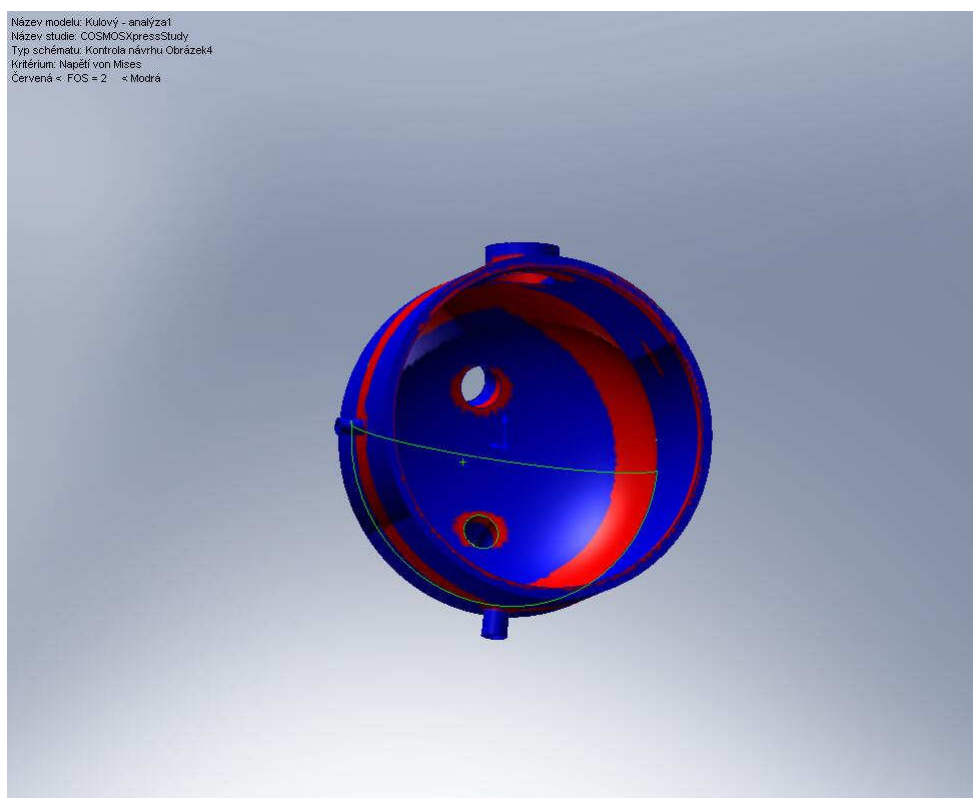
Obrázek 7.3 Statický posun kulového dílu.

Deformovaný tvar vzniklá deformace vykreslená na Obr. 7.4.



Obrázek 7.4 Kulový díl materiál ocelová litá slitina.

Kontrola návrhu



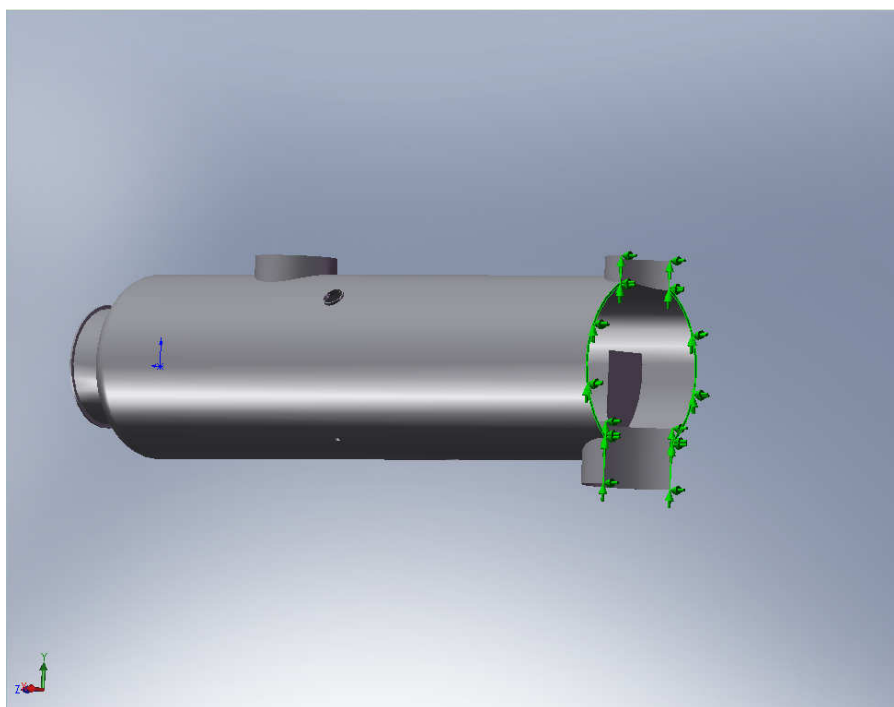
Obrázek 7.5 Kontrola návrhu kulového dílu.

Na obr. 7.5 byl zvolen koeficient bezpečnosti 2, červenou barvou je vyznačena oblast, kde je koeficient spolehlivosti menší než 2 a při zadaném koeficientu by došlo k porušení v těchto místech. Modrou barvou je naznačena oblast s vyšším koeficientem než 2, tady by nedošlo k žádnému porušení.

7.2 Plášť

Řešil jsem celkové posunutí a napětí redukované dle hypotézy HMM (von Mises). Jako okrajové podmínky jsem zvolil zatížení vnitřku pláště i s nátrubky a vetknutí v přírubě.

Uchopení bylo provedeno pevné, nepohyblivé uprostřed pláště, jedná se o plochu 3, která je rovinou zrcadlení (Obr. 7.6). Tato část zařízení je zatěžována zkušebním tlakem 1,1 MPa. Tento tlak se volí podle tlaku, při kterých se otevřou pojišťovací ventily plus, se k tomu připočtou, ztráty v potrubí a místní ztráty. Tlak působí ve směru kolmém k vybraným plochám. Zatížení tlakem je stejnoměrné na všechny zatěžované plochy a je konstantní.



Obrázek 7.6 Okrajové podmínky (plocha 3).

Materiál

Pro materiál Slitinová ocel je Youngův modul pružnosti 210000 MPa a mez kluzu 620 MPa. Typ modelu materiálu: Lineární elastický izotropní. (Tab. 6 a tab. 7)

Název dílu	Materiál	Hmota	Objem
Plášť	Slitinová ocel	101771 [kg]	13,217 [m ³]

Tabulka 6 Materiál pláště.

Název vlastnosti	Hodnota	Jednotky
Modul pružnosti	210000	[MPa]
Poissonova konstanta	0,28	[1]
Hustota	7700	[kg/m ³]
Mez kluzu	620	[MPa]

Tabulka 7 Vlastnosti materiálu pláště.

Informace o síti (Tab. 8)

Typ sítě	Objemová síť
Použitá síť	Základní
Velikost elementu	146,1 [mm]
Počet elementů	65072 [1]
Počet uzlů	130163 [1]

Tabulka 8 Tvorba sítě pláště.

7.2.1 Výsledky zatížení pláště

Při zatížení tlakem 1,1 MPa a daném uchycení vyšel minimální koeficient bezpečnosti 0,7 tzn., že za daných podmínek součást nevyhovuje. Značný vliv na snížení koeficientu bezpečnosti má i fakt, že nebylo počítáno s vnitřními vestavbami uvnitř pláště, pouze bylo zachováno žebro na začátku a uprostřed pláště kde, jak je vidět tam je deformace mnohem menší. Pokud by se nedosáhlo lepších výsledků ani s vyztužením, musela by se zvětšit tloušťka stěny (větší náklady), popřípadě zmenšit velikost nátrubků (omezení množstvím páry). Výsledky napětí a celkového posunutí součástí uvedeno v Tab. 9 a Tab. 10 a graficky jsou znázorněny na Obr.7.7 a Obr.7.8.

Napětí

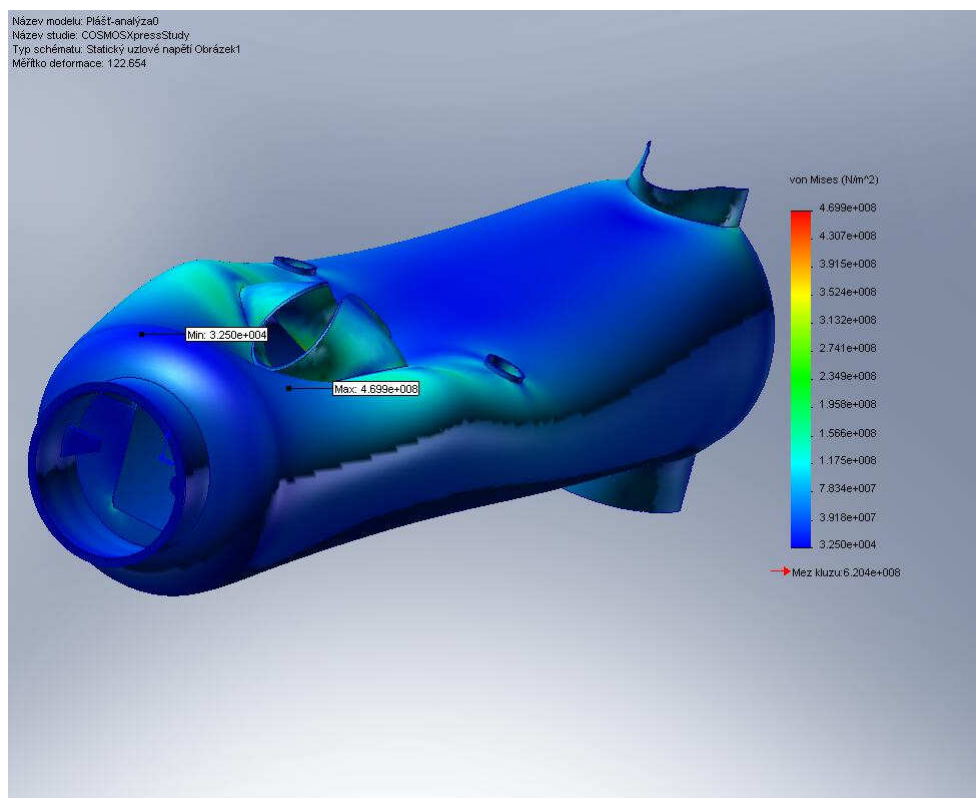
Typ	Min	Umístění	Max	Umístění
Napětí von Mises	0,033 [MPa]	-1041,63 [mm], 1549,47[mm], -40 [mm]	469,853 [MPa]	69,3158 [mm], 2038,82 [mm], -2858,13 [mm]

Tabulka 9 Maximum a minimum napětí pláště.

Celkové posunutí

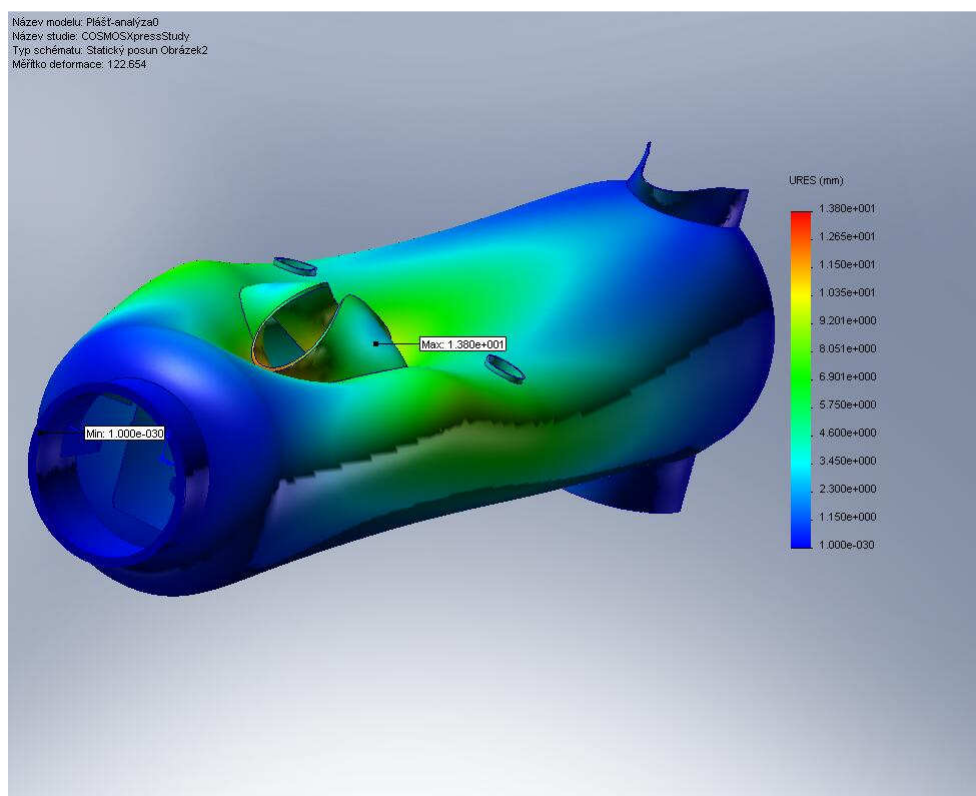
Typ	Min	Umístění	Max	Umístění
Výsledný posun	0 [mm]	701,705 [mm], 1215,39 [mm], 1522 [mm]	13,801 [mm]	2,5e-014 [mm], 2500 [mm], -4709,5 [mm]

Tabulka 10 Maximum a minimum posunutí.



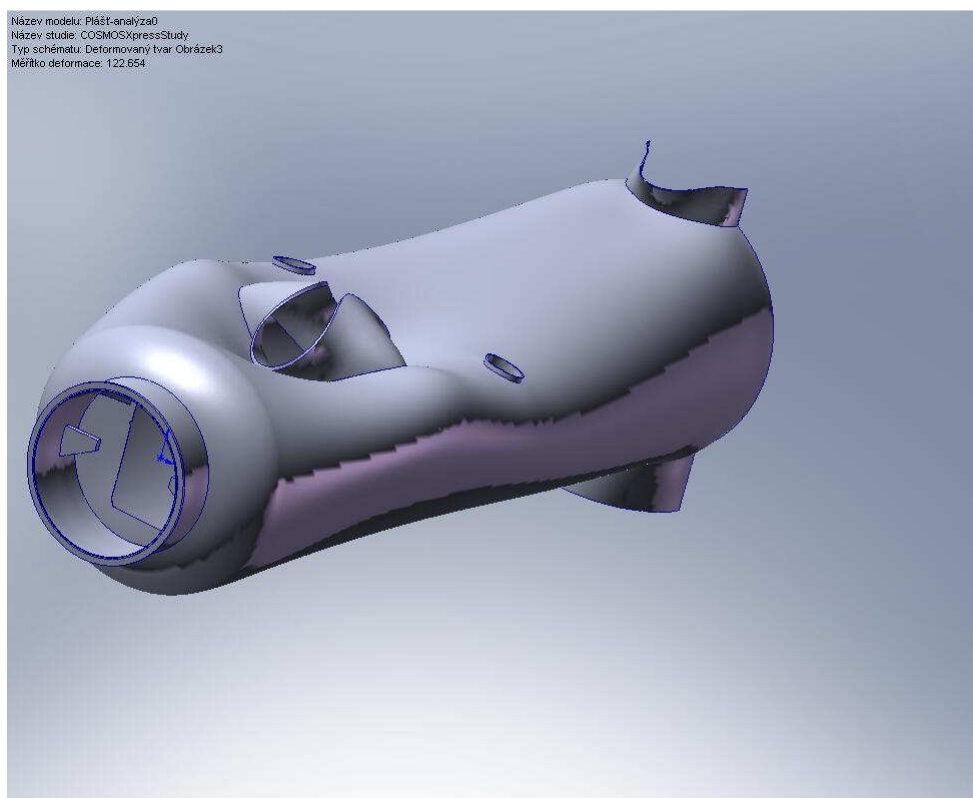
Obrázek 7.7 Statické uzlové napětí pláště.

Celkové posunutí



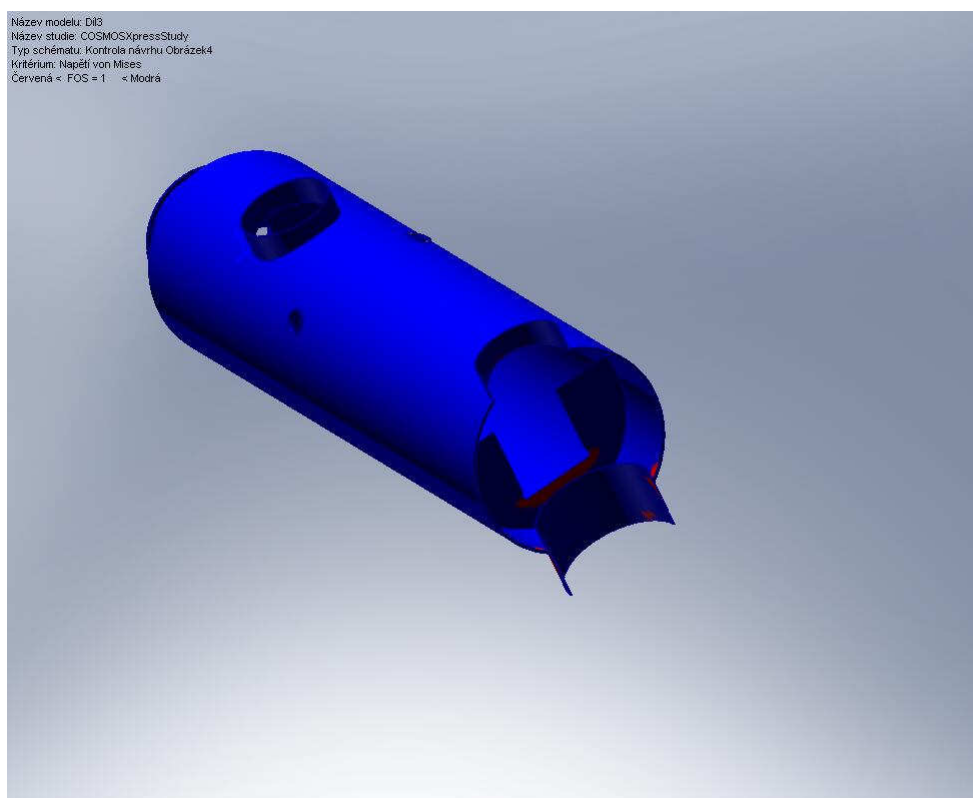
Obrázek 7.8 Statický posun pláště.

Deformovaný tvar vzniklá deformace vykreslená na Obr. 7.9.



Obrázek 7.9 Plášť materiál slitinová ocel

Kontrola návrhu



Obrázek 7.10 Kontrola návrhu pláště

Na obr. 7.10 byl zvolen koeficient bezpečnosti 1, červenou barvou je vyznačena oblast, kde je koeficient spolehlivosti menší než 1 a při zadaném koeficientu by došlo k porušení v těchto místech. Modrou barvou je naznačena oblast s vyšším koeficientem než 1, tam by nedošlo k žádnému porušení.

7.3 Vyhodnocení pevnostního výpočtu

Pro volený materiál klenutého dna slitina, která má mez kluzu do 241 MPa, dané zatížení vyhovuje. Maximální deformace posunutí vyšla 2,219 mm a max. redukované napětí dle von Misesa napětí vyšlo 348 MPa. Z toho vyplývá, že největší napětí, které je ve vlezu (největším nátrubku) je namáháno 1,1 krát méně, než je dovoleno. Bezpečnost je tudíž splněna.

Pro volený materiál pláště slitinová ocel, která má mez kluzu do 620 MPa, dané zatížení nevyhovuje. Maximální deformace posunutí vyšla 13,801 mm a max. redukované napětí dle von Misesa napětí vyšlo 469,8 MPa. Z toho vyplývá, že největší napětí, které je v okolí nátrubků je namáháno víc, než je dovoleno. Bezpečnost není splněna. Hledají se proto další opatření pro splnění bezpečnosti např. zpracování vnitřních žeber do výpočtu, nebo vyztužení okolí nátrubků a v neposlední řadě zvětšení tloušťky materiálu nebo výměna za jiný s lepšími vlastnostmi.

Při výpočtu jsem počítal s tenkostěnnou nádobou, kde jsem zanedbal působení hmotnosti nádoby vzhledem k tomu, že působení vnitřního tlaku v nádobě (vlivem páry a horké vody) je nesrovnatelně větší. Dále pro zjednodušení počítám zachycení nádoby v dokonale tuhých objímkách, tudíž nepočítám s krouticím momentem. Výpočet, s kterým by se dalo uvažovat a nebyl proveden je jednoduchý ohyb, z důvodu zanedbání hmotnosti nádoby. Dále pak působení teploty.

Na velikost výsledného napětí má vliv také tvar sítě, jedná se zejména o okolí vrubů, kde změna sítě může mít na velikost výsledného napětí podstatný vliv. Příčinou může být například nevhodný tvar sítě, velké zjednodušení výpočtového modelu v oblasti koncentrace napětí (běžně se „zanedbává“ vliv šroubů, svarů apod.). Častou příčinou mohou být také zvolené okrajové podmínky - osamělé síly, vazby apod., které ve skutečnosti mají jiný tvar - výpočet skutečných zátěžných stavů může být příliš komplikovaný (např. velké množství kontaktních prvků).

Pro návrh tlakové nádoby SPP je tento výpočet namáhání nedostačující a je třeba použít další informace z provozu a praktické zkušenosti při pevnostním dimenzování tlakových nádob, nesmíme taky opomenout použití výzkumných zpráv a pokusů v této problematice.

8 Závěr

Při návrhu této diplomové práce jsem vycházel ze skutečného SPP, který je používán v JETE pro turbínu 1000 MWe. Výhodou navrženého SPP je jeho velikost, vzhledem k nedostupnosti lokality JE v České republice, je zapotřebí dodržení určitých rozměrů pro přepravu, které byly splněny.

Velkou část informací o provozu a údržbě jsem čerpal přímo od technika sekundárního okruhu JETE p. Ing. Františka Helešice. Ale protože jsou pouze provozovatelé daného zařízení, neměl jsem přístup k parametrům potřebných pro úplnou konstrukci tohoto zařízení. Například nebyla známa vlhkost páry na výstupu z hlavního svazku SPP a na ní závislá vstupní suchost do podchlazovače, tyto hodnoty nejsou na zařízení měřeny. Vyřešil jsem to navýšením počtu trubek ve stejném poměru u hl. svazku a vedl. svazku, přitom jsem dodržel požadované rychlosti vně i uvnitř trubek a samozřejmě požadovaný tepelný výkon. Při tomto navýšení jsem vycházel z toho, že vlásenky hl. svazku a vedl. svazku jsou stejně dlouhé, měnil jsem suchost tak dlouho až se tyto délky vyrovnaly.

Výsledky:

Výpočet střední rychlosti topné páry v trubkách hlavního přehříváku $w_{h,t}=4,29$ m/s

Výpočet střední rychlosti topné páry v trubkách pomocného přehříváku $w_p=16,76$ m/s

Výpočet střední rychlosti přehříváné páry v přehříváku $w_{v,t}=5,39$ m/s

celkový počet vlásenek $n_c=2568$

Určení velikosti teplosměnné plochy vnějšího povrchu vlásenek hlavního svazku $S_h=3603$ m². Určení velikosti teplosměnné plochy vnějšího povrchu vlásenek vedlejšího svazku $S_v=671$ m². Výpočet délky U trubek hlavního svazku $l_v/2=13,97$ m. Výpočet délky U trubek vedlejšího svazku $l_v/2=13,77$ m.

Délky vlásenek JET VVER 1000 pro SPP a mého navrženého SPP pro VVER 1200 se liší přibližně o 200 mm, tudíž byla zachována délka. Celkový počet vlásenek vzrostl z 1656 na 2568 z toho vyplývá zvětšení průměru SPP.

Součástí diplomové práce je také 3D model vytvořený v programu SolidWorks, model odpovídá výsledkům návrhu SPP v DP. Program umožňuje vytvoření kompletního výkresu s řezy a detaily. Výkresy se mění v závislosti na vymodelované součásti. Program SW umožňuje převést součást do jiných programů, např. Ansys Workbench, kde je možno dále zatížit součást analýzou pevnostního dimenzování. Nebo do programu Fluent, kde lze

ověřit konstrukci žaluzií, respektive splnění podmínek pro separaci (výstupní suchost 0,99).

Pomocí programu COSMOSXpress jsem získal informace o průběhu deformace při zatížení tlakem na jednotlivé části modelu. Model pro tyto účely byl značně zjednodušen.

Pro volený materiál klenutého dna slitina, která má mez kluzu do 241 MPa, dané zatížení vyhovuje. Maximální deformace posunutí vyšla 2,219 mm a max. redukované napětí dle von Misesa napětí vyšlo 348 MPa. Z toho vyplývá, že největší napětí, které je ve vlezu (největším nátrubku), je namáháno 1,1 krát méně, než je dovoleno. Bezpečnost je tudíž splněna.

Pro volený materiál pláště slitinová ocel, která má mez kluzu do 620 MPa, dané zatížení nevyhovuje. Maximální deformace posunutí vyšla 13,801 mm a max. redukované napětí dle von Misesa napětí vyšlo 469,8 MPa. Z toho vyplývá, že největší napětí, které je v okolí nátrubků, je namáháno víc, než je dovoleno. Bezpečnost není splněna. Hledají se proto další opatření pro splnění bezpečnosti např. zapracování vnitřních žeber do výpočtu, nebo vyztužení okolí nátrubků a v neposlední řadě zvětšení tloušťky materiálu nebo výměna za jiný s lepšími vlastnostmi.

Z důvodu složitosti vymodelované součásti nebylo možné dále pokračovat v pevnostním dimenzování ani v optimalizaci žaluzií, pro tyto analýzy je zapotřebí PC s vysokým výkonem a vynikající grafikou, který nebyl k dispozici.

Při porovnání s Temelínským SPP pro 1000 MWe a navrhovaným 1200 MWe, který je o 2200 mm delší (celá sestava), 400 mm větší průměr klenutého dna, počet vlásenek se navýšil o 912 [1]. Hydraulické ztráty na straně ohřívané páry $\Delta p_z = 0,12$ MPa. Na základě vypočtených hydraulických ztrát by následoval přepočet SPP a jeho entalpií, tento přepočet v DP nedělám.

9 Literaturta

- [1] František Helešic: Archív Jaderné elektrárny Temelín. v Temelíně 1998
- [2] Radko Hejzlar: Stroje a zařízení jaderných elektráren. ČVUT v Praze, 2005. 211 stran, ISBN 80-01-031 89-6
- [3] Propagační materiály SES Tlmače: Zariadenia pre jadrové elektrárne. V Tlmače, 2010. 8 stran
- [4] Lukáš Paluzga, Pavla Nikolovová, Michal Franta: Úvod do termonukleární fúze, 2002, prezentace fyzsem.fjfi.cvut.cz/2002-2003/Zima02/doprovod/uvoddofuze.ppt
- [5] Ján Zvara: Separátory a prihrievače pary pre jadrové elektrárne v Bratislavě 1976 121 stran.
- [6] Černý Janeba Teyssler: Parní kotle. SNTL Praha 1983 Technický průvodce 32.
- [7] Zdeněk Kadlec: Termomechanika- návody do cvicení, Ostrava 12.6.2001, www1.vsb.cz/ke/Termo
- [8] Pavel Kolat: Přenos tepla a hmoty. VŠB TU Ostrava 1986.
- [9] S.S Kutateladze – V.M. Borišanskij: Příručka sdílení tepla. Praha 1962. Státní nakladatelství technické literatury
- [10] Karel Kuldásek: DP 2008 příloha: Vliv konstrukční změny přehříváku páry na JETE. Praha 5. 2. 2005, 8 stran.
- [11] Radek Pavelek: Bakalářská práce – Termojaderná energetika. VŠB TU Ostrava 2009. 57 stran.
- [12] Sadik Kakac: Boilers, evaporators, condensers. USA.New York 1991. CIP 90-2286 v knihovně VŠB
- [13] S.N.Šorin: Sdílení tepla. Praha 1968 SNTL- Nakladatelství technické literatury.
- [14] program: SolidWorks 2007- COSMOSXpress
- [15] program: SolidWorks 2011
- [16] program: SolidWorks – nápověda

- [17] program: Ansys Workbench – help
- [18] Program: Engineering Equation Solver. 2010.
- [19] http://www.tzb-info.cz/docu/tabulky/0000/000068_katalog.html
- [20] http://www.geolog.cz/odborne_clanky/Cizek%20TC%20a%20voda.htm
- [21] Simulační program jaderné elektrárny Temelín-primární okruh. ČEZ Praha, 2002
- [22] www.vsb.cz/ke/vyuka/

10 Seznam příloh

Příloha č. 1: Graf odporu svazku trubek uspořádaných vystřídavě [6]

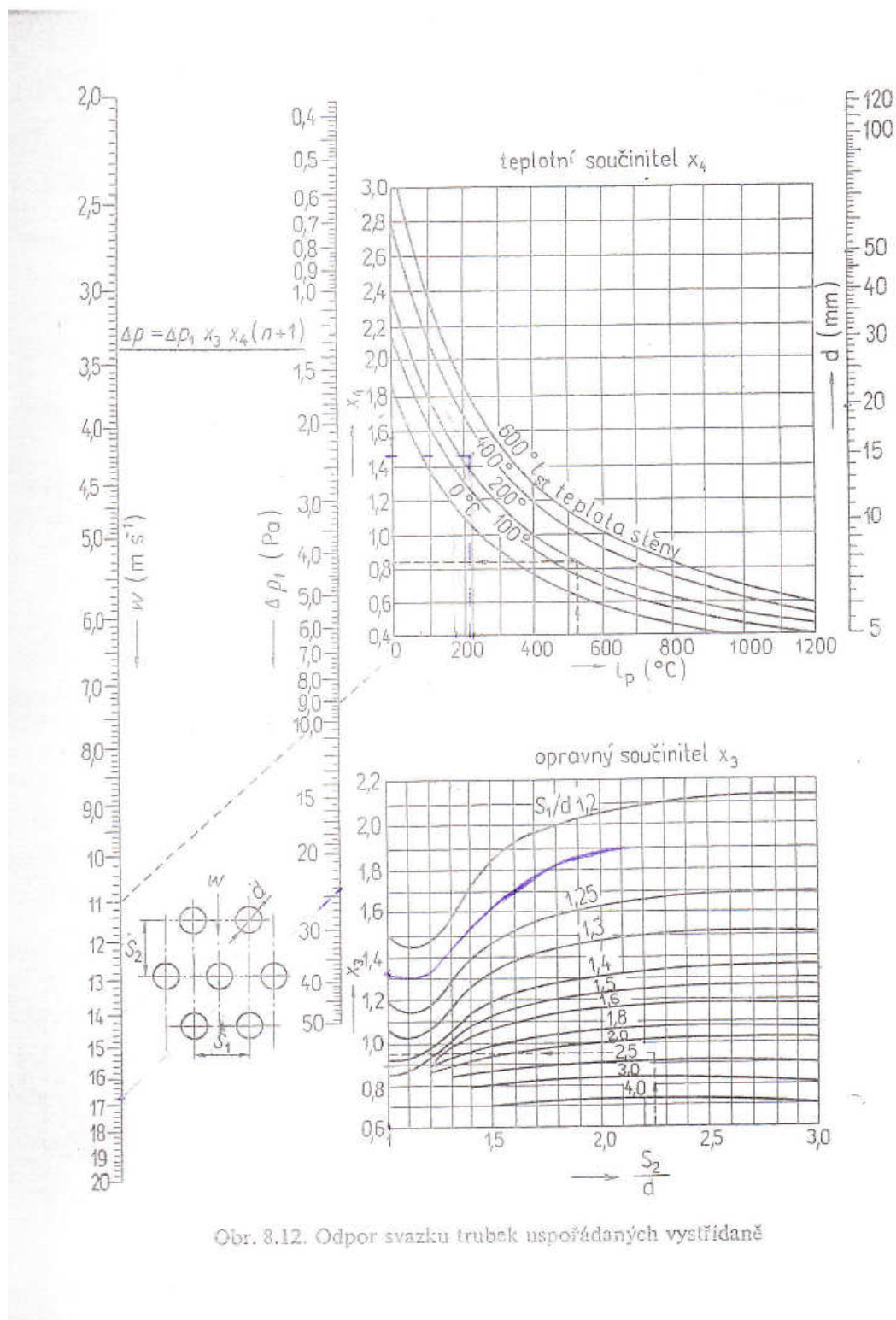
Příloha č. 2: Výsledky z programu ESS

Výkres č. 1: č. výkresu SN2ESZ

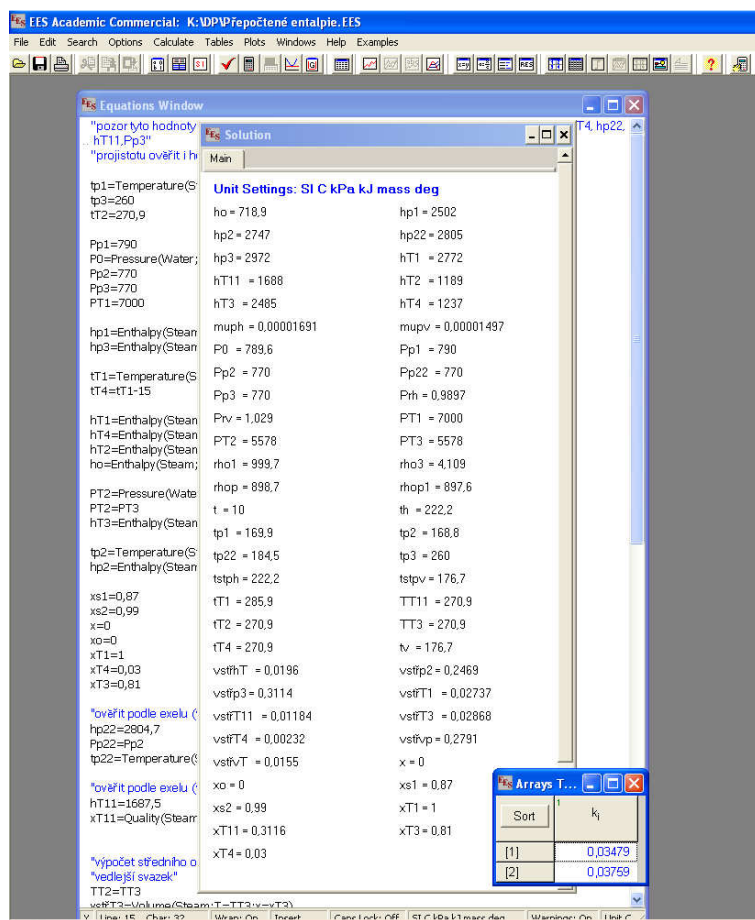
Výkres č. 2: č. výkresu SN2ESZ01

Výkres č. 3: č. výkresu SN2ESZ02

Výkres č. 4: č. výkresu SN2ESZ03



Obr. 8.12. Odpor svazku trubek uspořádaných vystřídavě



Příloha 2 Výsledky v programu ESS [18]